

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vliv změny otáček na sací schopnosti modelového čerpadla

Effects of the Speed Change on the Model Pump Suction Capacity

Student:

Bc. Robert Přikryl

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Robert Příkryl**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Vliv změny otáček na sací schopnosti modelového čerpadla**
Effects of the Speed Change on the Model Pump Suction Capacity
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Při otáčkové regulaci dochází ke změně parametrů čerpadla, včetně jeho sací schopnosti. Afinní vztahy používané pro přepočet parametrů čerpadla při změně otáček mohou být nepřesné. Na základě naměřených NPSH charakteristik modelového čerpadla proveďte analýzu sací schopnosti čerpadla a faktorů, které ji mohou ovlivnit.

1. Popište funkci, princip činnosti a hlavní konstrukční části čerpadla daného typu.
2. Popište kavitaci v čerpadle a její dopad na činnost čerpadla, definujte kavitační charakteristiky čerpadla.
3. Proveďte teoretický rozbor dané problematiky včetně předpokladů a používaných přístupů, které se při přepočtu parametrů čerpadla při změně otáček aplikují.
4. Analyzujte naměřené parametry daného modelového čerpadla při různých otáčkách.
5. Posuďte možné faktory, které sací schopnost daného čerpadla ovlivňují.

Seznam doporučené odborné literatury:

NOSKIEVIČ, J. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. První vydání. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. 336 s. ISBN 80-03-00206-0.
BLÁHA, J., BRÁDA, K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992. 745 str.
BRÁDA, K., HAVLÍNEK P. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Brno : NOEL 2000, Brno 2004, 296 str. ISBN 80-86020-43-6.
STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.
PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.
BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. ISBN 0-19-856442-2 (Oxford University Press) [online]
Datum poslední revize 6.11.2015. Dostupné z <<http://authors.library.caltech.edu/25019/3/pumbook.pdf>>
GÜLICH, J. F. *Centrifugal Pumps*. Second Edition, Springer, 2010, 964p ISBN 978-3-642-12823-3.
BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online]. Datum poslední revize 11. 11. 2004. Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>
SIGMA GROUP a.s. *Současné trendy vývoje čerpací techniky*. Sborník vědecko technické konference. Lutín 2013. 147 str. ISBN 978-80-905478-0-3. Dostupné z <http://www.sigmagroup.cz/get.php?id=448>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2016

Kontakt: Robert.prik@seznam.cz

.....


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16. 5. 2016

.....


podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Robert Přikryl

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vinohrádky 542, 79803 Plumlov

Anotace diplomové práce

PŘIKRYL, R. *Vliv změny otáček na sací schopnosti modelového čerpadla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2014, 74 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Drábková, Sylva, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá problematikou sací schopnosti u dvou typů modelových čerpadel s výrobním označením DORD – AA550 – B13 – B a DORD – AA700 – B8.8 – B. V teoretické části jsou popsány základní poznatky o kavitacním ději a jeho dopadu na činnost čerpadla. Zde je také uveden technický popis zadaných čerpadel, včetně jejich možné oblasti využití.

Praktická část je pak věnována vyhodnocení naměřených dat při různých otáčkách za pomoci afinních vztahů. K modelovému čerpadlu typu DORD – AA550 – B13 – B byla poskytnuta předem vysíťovaná geometrie. Pro ověření naměřených hodnot $NPSH_3$ se u tohoto typu čerpadla provedlo numerické modelování kavitace v programu ANSYS CFX. Výsledkem numerického modelování je strhávací křivka, z níž se určí 3% pokles dopravní výšky, tedy hodnota $NPSH_3$.

Práce byla vytvořena ve spolupráci s firmou SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o.

Annotation of master thesis

PŘIKRYL, R. *Effects of the Speed Change on the Model Pump Suction Capacity: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, 2016, 74 p. Thesis head: doc. Ing. Drábková, Sylva, Ph.D.

This master thesis focuses on the issue of suction capacity of two specific pump models. Namely DORD – AA550 – B13 – B and DORD – AA700 – B8.8 – B. Elementary information about cavitation process and its impact on pump functionality are described in theoretical part of the thesis. Technical description and possible ways to pumps usage are presented as well.

Practical part is focused on mathematical evaluation of measured data for different pump speed by using affine laws. Geometrical data for modelled DORD – AA550 – B13 – B pump has been acquired before the commencement of this theses. To evaluate measured $NPSH_3$ values a numerical model of cavitation has been conducted in ANSYS CFX software. Results indicates head-drop curve setting 3% decrease in head, thus stating the $NPSH_3$ value.

The theses was created in collaboration with SIGMA Výzkumný a vývojový ústav s.r.o.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, doc. Ing. Sylvě Drábkové Ph.D., a to za čas, jenž mi věnovala, připomínky, rady a odbornou pomoc při tvorbě této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat firmě SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o. za zprostředkování takto zajímavé práce a Ing. Lukáši Zavadilovi, Ph.D. za ochotu a odborné konzultace.

Obsah

| | |
|--|-----------|
| Seznam použitého značení | 3 |
| Úvod..... | 7 |
| 1. Kavitace | 8 |
| 1.1 Podstata kavitace | 8 |
| 1.2 Dynamika bublin | 10 |
| 2. Kavitace v oběžném kole..... | 13 |
| 2.1 Určení měrné sací energie | 13 |
| 2.2 Požadované $NPSH$ | 14 |
| 2.3 Hydrodynamická podobnost..... | 16 |
| 2.3.1 Kinematické poměry v oběžném kole | 16 |
| 2.3.2 Afinní zákony | 18 |
| 2.4 Specifické sací otáčky | 22 |
| 2.5 Experimentální stanovení $NPSH_R$ | 24 |
| 2.6 Výpočet $NPSH_R$ | 26 |
| 3. Axiální vrtulová čerpadla | 28 |
| 4. Technický popis zadaných čerpadel | 31 |
| 4.1 Použití..... | 31 |
| 4.2 Konstrukce..... | 31 |
| 5. Vyhodnocení naměřených dat sací schopnosti modelových čerpadel | 33 |
| 5.1 Čerpadlo DORD – AA550 – B13 – B | 33 |
| 5.2 Čerpadlo DORD – AA700 – 8,8B – B | 43 |
| 6. Numerický výpočet proudění v čerpadle DORD – AA550 – B13 – B..... | 53 |
| 6.1 Geometrie a výpočetní síť | 53 |
| 6.2 Nadefinování podmínek v CFX-Pre..... | 55 |
| 6.3 Průběh výpočtu v CFX-Solver | 61 |
| 6.4 Vyhodnocení výsledku simulace v CFX-Post..... | 63 |

| | |
|---|-----------|
| 6.5 Vyhodnocení hodnoty $NPSH_3$ | 64 |
| 7. Závěr | 70 |
| 8. Seznam použité literatury | 72 |
| 9. Seznam příloh | 74 |

Seznam použitého značení

| Značka | Název veličiny | Jednotka |
|-----------|--|------------------------------------|
| D | průměr | [m] |
| D_M | průměr modelu | [m] |
| H | dopravní výška | [m] |
| H_{opt} | optimální dopravní výška | [m] |
| I | intenzita turbulence | [%] |
| L | délka | [m] |
| M | moment | [N·m] |
| $NPSH$ | čistá pozitivní sací výška | [m] |
| $NPSH_A$ | povolená hodnota čisté pozitivní sací výška | [m] |
| $NPSH_i$ | čistá pozitivní sací výška určující počátek kavitace | [m] |
| $NPSH_R$ | požadovaná čistá pozitivní sací výška | [m] |
| $NPSH_x$ | pokles dopravní výšky o určitých x procent | [m] |
| P | příkon | [W] |
| P_h | výkon čerpadla | [W] |
| PH | průměrná hodnota ustálené dopravní výšky | [m] |
| P_{opt} | optimální výkon | [W] |
| Q | objemový průtok | [m ³ ·s ⁻¹] |
| Q_G | garantovaný průtok | [m ³ ·s ⁻¹] |

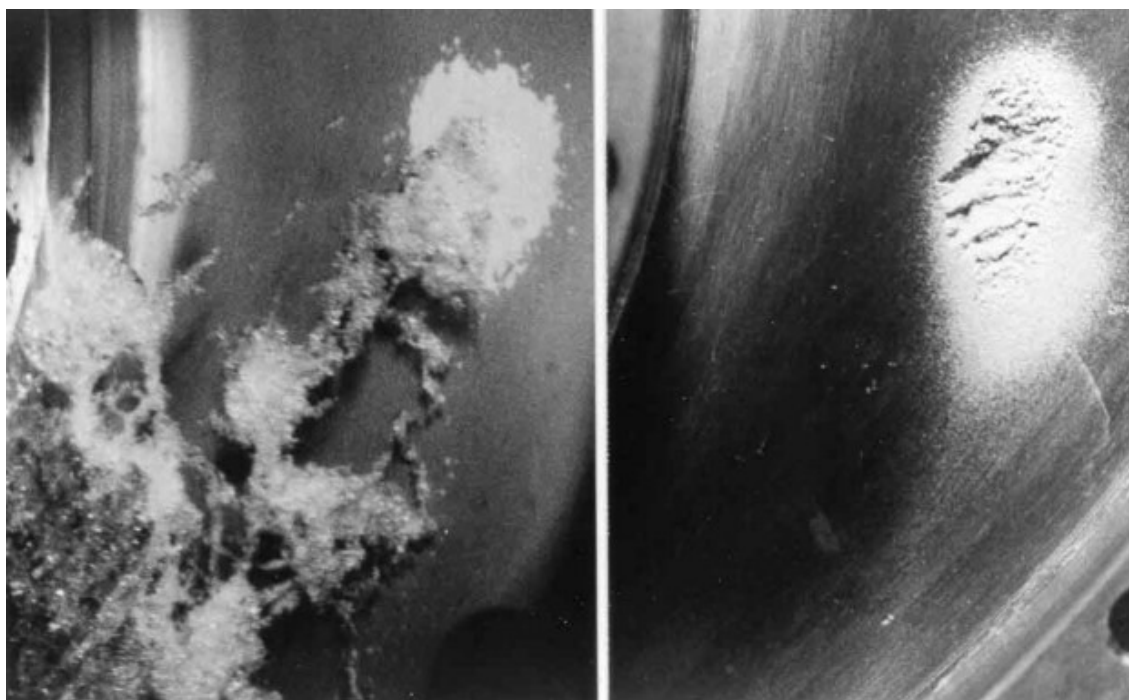
| | | |
|-----------|------------------------------------|--|
| Q_m | hmotnostní průtok | $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| Q_{rel} | poměrný průtok | [1] |
| R | poloměr | [m] |
| R | molární plynová konstanta | $[\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}]$ |
| R_e | poloměr bubliny na začátku imploze | [m] |
| R_o | poloměr bubliny na konci imploze | [m] |
| V | objem | $[\text{m}^3]$ |
| T | termodynamická teplota | [K] |
| Y | měrná energie | $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ |
| Y_s | měrná sací energie | $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ |
| b | šířka kola | [m] |
| c | absolutní rychlost kapaliny | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| c_m | meridiální rychlost | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| c_u | hybná složka absolutní rychlosti | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| f_q | počet vtoků oběžného kola | [1] |
| g | tíhové zrychlení | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| i | počet časových kroků | [1] |
| m | hmotnost | [kg] |
| n | otáčky | $[\text{s}^{-1}]$ |
| n_M | otáčky na modelu | $[\text{s}^{-1}]$ |

| | | |
|------------|--|-----------------------------------|
| n_q | specifické otáčky | $[\text{min}^{-1}]$ |
| n_{ss} | sací specifické otáčky | $[\text{min}^{-1}]$ |
| p | tlak | $[\text{Pa}]$ |
| p_B | tlak v jádře bubliny | $[\text{Pa}]$ |
| p_g | tlak plynu | $[\text{Pa}]$ |
| p_{\max} | tlak vyvinutý na konci imploze bubliny | $[\text{Pa}]$ |
| p_{\min} | minimální statický tlak | $[\text{Pa}]$ |
| p_s | statický tlak | $[\text{Pa}]$ |
| p_w | tlak nasycených par | $[\text{Pa}]$ |
| q^* | průtok vztažený na průtok v nejlepším bodě účinnosti | $[1]$ |
| t | čas | $[\text{s}]$ |
| t | teplota | $[\text{°C}]$ |
| x | exponent | $[1]$ |
| y_s | svislá vzdálenost středu sacího hrdla od vodorovné osy čerpadla | $[\text{m}]$ |
| w | relativní rychlost kapaliny | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| Δt | časový krok | $[\text{s}]$ |
| Δy | kavitační deprese | $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ |
| γ | pootočení oběžného kola | $[\text{°}]$ |
| ζ_E | ztrátový součinitel na vstupní části | $[1]$ |
| η | dynamická viskozita | $[\text{Pa} \cdot \text{s}]$ |

| | | |
|------------|--|-----------------------|
| η | účinnost | [1] |
| ν | úhel nastavení lopatek | [°] |
| π | Ludolfovo číslo | [1] |
| ρ | hustota tekutiny | [kg·m ⁻³] |
| σ | kavitační koeficient | [1] |
| σ | povrchové napětí | [N·m ⁻¹] |
| σ_A | povolená hodnota kavitačního koeficientu | [1] |
| τ | impulzní doba bubliny | [s] |
| φ | průtokové číslo | [1] |
| ψ | tlakové číslo | [1] |

Úvod

Pojem kavitace pochází z latinského slova *cavus*, což znamená dutý prostor nebo dutina. Kavitace je dlouhodobě známý problém, který se v současné době vyskytuje zejména u vodních turbín, hydrodynamických i hydrostatických čerpadel, v hydrodynamických převodech, lodních šroubech, u spalovacích motorů, jež jsou chlazeny vodou, a mnoha jiných. Do popředí se tento jev dostal až při intenzivním a moderním vývoji hydraulických strojů a zařízení. Zvyšování rychloběžnosti vodních turbín a zlepšování sací schopnosti čerpadel se téměř vždy střetávalo s výskytem kavitace. [8], [9]



Obr. 1 Kavitační poškození nosného disku oběžného kola odstředivého čerpadla [10]

Roku 1754 Leonard Euler uvádí kavitační jev v teorii vodních turbín. Kolem roku 1895 byl S. W. Barnabym poprvé popsán tento jev při stavbě lodí u lodních šroubů. Ten jej definoval jako tvorbu parních bublin. O. Reynolds roku 1901 popisuje pokus se skleněnou tryskou, v níž při průtoku vody docházelo v nejužším místě průřezu k takovému snížení tlaku, že nastal vznik kavitace. V nejužším místě průřezu se tvořily bubliny vodní páry. Při přechodu do rozšiřující se části trysky docházelo k zániku těchto bublin. Thoma roku 1919 poukázal na souvislost kavitace u lodních šroubů a vodních turbín. [5], [8]

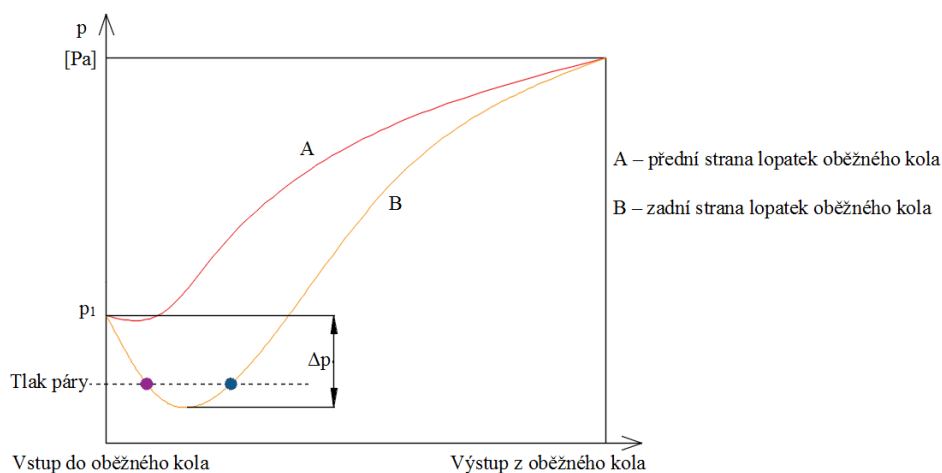
1. Kavítace

1.1 Podstata kavítace

Kavítaci v kapalině je možno definovat jako výskyt vyplněných prostorů (dutin) vodní párou. Tato definice popisuje veškeré podmínky v odstředivém čerpadle, a to od počátečního růstu a kolapsu malých bublinek, až k výskytu velkého množství páry v čerpané kapalině. Lze tedy říci, že kavítace v kapalině způsobuje výrazné narušení její spojitosti. [1], [3], [5]

Při kavítaci rázově vznikají a zanikají parní bubliny, a to vlivem poklesu místního tlaku v sací části čerpadla pod tlak nasycených par při dané teplotě a daných vlastnostech kapaliny. Pod pojmem "intenzita hydrodynamické kavítace" rozumíme celkovou energii všech implodujících bublin. Pokud se překročí tzv. odpor kavítace, bude docházet k poškození materiálu kavitační erozí. Odpor kavítace je vlastnost, která je nezávislá na průtokovém systému. [2], [4]

Pro podmínku bezvadné funkce čerpadla je tedy nutné zajištění dostatečného statického tlaku v jeho sací části. Při provozu se v čerpadle urychluje čerpaná kapalina, čímž dochází k poklesu statického tlaku. Ten však nesmí klesnout pod tlak nasycených par (fialová tečka na Obr. 1.1), jinak by docházelo k místnímu odpařování vody a ke vzniku kavítace. V průběhu kavítace se odpařuje voda a vznikají bublinky vodní páry. Rovněž dochází k vylučování plynů, zejména pak vzduchu. Tyto plyny se pak ve vodě rozpouští. Jakmile se začne v čerpadle zvyšovat tlak (modrá tečka na Obr. 1.1), tyto bublinky se začínají bortit (implodují) a způsobují tak rázové vlny. V čerpadle se pak tyto vlny dále šíří a způsobují poškození zejména na vstupu do oběžného kola. Tím také dochází k výraznému snížení životnosti čerpadel. [1], [2]



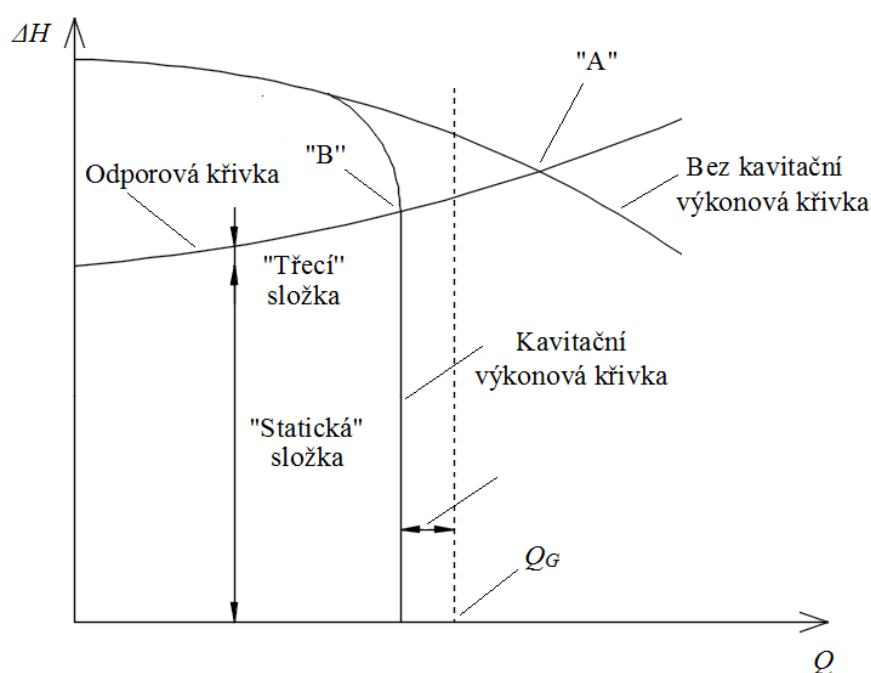
Obr. 1.1 Vývin tlaku v odstředivém čerpadle [2]

V mnoha ohledech považujeme kavitaci v odstředivém čerpadle za nepřijatelnou. Tyto ohledy lze z technického významu rozdělit takto [1]:

| Kategorie | Nežádoucí vlastnost |
|-----------|---|
| 1 | Hydraulický ztrátový výkon |
| 2 | Nárůst kavitace – vyvolaná hydrodynamicky |
| 3 | Nárůst kavitace – vyvolaná termodynamicky |
| 4 | Kavitační eroze |

Pokud je odstředivé čerpadlo vystaveno kavitaci, pak u něj mohou nastat potenciálně závažné následky, a to: ztráty ekonomické a výkonnostní, poškození finančně nákladných prvků a zařízení a v extrémním případě i vyřazení samostatného čerpadla z provozu. Takovéto následky jsou nepřijatelné. Kavitační se také může projevit zvýšenou hlučností a vyššími vibracemi při samotném provozu čerpadla. Tyto jevy pak mohou způsobit poškození ložisek, hřídelových ucpávek a svarových spojů. Samotné poškození čerpadla kavitací lze do jisté míry zjistit až po jeho samotné demontáži. [1]

Důsledkem kavitace se u čerpadla snižuje průtok Q a dopravní výška H , což má pak za následek celkové snížení výkonnostních parametrů, jak je patrné na Obr. 1.2. Bod "A" čerpadla je místo určené k provozu čerpadla. Při kavitačním provozu pak čerpadlo pracuje v bodě "B" místo požadovaného bodu "A", což vede k podstatnému úbytku průtoku. [1], [2]



Obr. 1.2 Výkonová a odporová křivka čerpadla [1]

1.2 Dynamika bublin

Kavitační bubliny se objevují v místech, kde dochází k narušení soudržnosti kapaliny. K narušení této soudržnosti musí být překonány kohezí síly molekul, které určují pevnost kapaliny. Skutečná kapalina není nikdy 100% čistá. Obsahuje různé příměsi, jako například bubliny nerozpuštěného vzduchu a různé mechanické příměsi. Má nižší pevnost a podle výpočtů (Zeldovič) je její pevnost přibližně 202 MPa. [5]

Kavitační jádro: Kavitační bubliny jsou generovány pouze tehdy, když tekutina obsahuje tzv. "jádra". Jedná se o nahromadění plynných nebo parních molekul, které jsou přítomny ve formě mikroskopicky malých bublinek s průměrem v rozmezí od 10^{-3} až do 10^{-1} mm. Za určitých podmínek kapaliny dosáhne toto jádro kritické velikosti, po níž začne růst do té doby, než se stává viditelným pouhým okem. [4], [5]

Vnitřek jádra obsahuje plyn a vodní páru. Tlak p_B v jádře odpovídá součtu parciálních tlaků plynu p_g a kapaliny p_v . Povrchové napětí σ je větší než tlak okolní kapaliny, pak platí [4]:

$$p_B - p = p_g + p_v = \frac{2 \cdot \sigma}{R}, \quad (1.1)$$

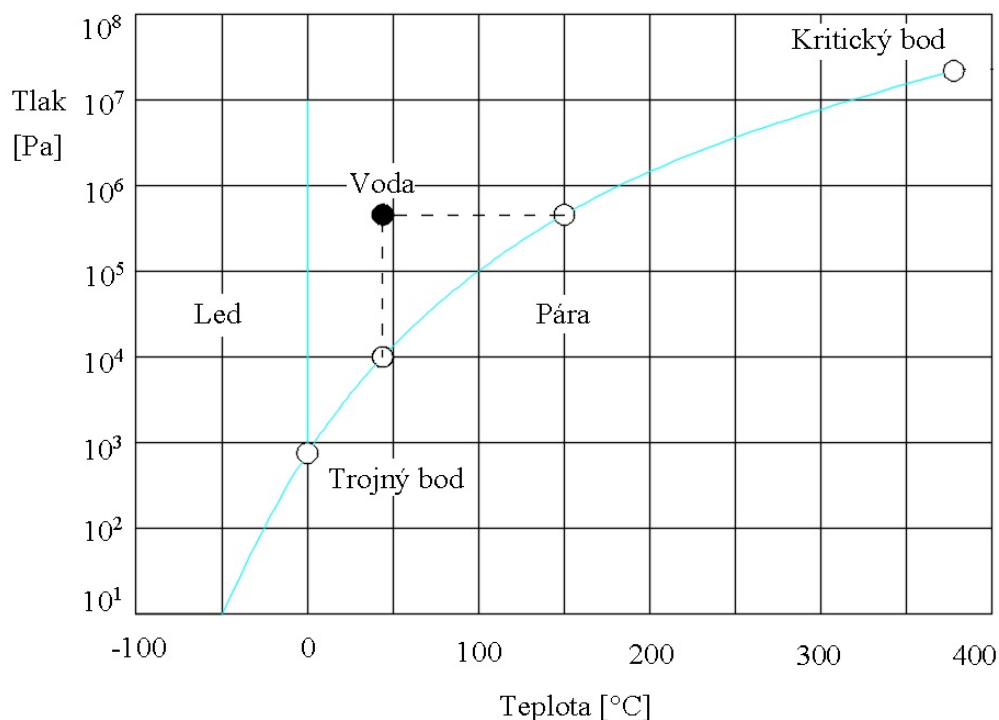
kde R je poloměr jádra ve tvaru kulové bubliny. Dané jádro pak obsahuje určité množství plynu. Tlak v samotné bublině je vyšší než tlak v obklopující kapalině o hodnotu $2 \cdot \sigma / R$. [4]

V případě, že tlak v bublině změní její objem, řídí se zákonem pro ideální plyn [4]:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (1.2)$$

Ze stavové rovnice pro ideální plyn a z rovnováhy sil na bubliny vyplývá, že se poloměr jádra mění v závislosti na okolním tlaku. Vstupuje-li jádro do oblasti nízkého tlaku (např. v oblasti sacího hrdla), jeho poloměr roste. Čím menší je pokles lokálního tlaku, tím více jader je aktivováno. Počet jader, která mohou být aktivovány, roste s druhou mocninou rychlosti proudění. [4]

Imploze bublin: V případě, že je bublina páry dopravována proudem do oblastí, ve kterých místní tlak převyšuje tlak par, dojde k narušení rovnovážné fáze (Obr. 1.3) a pára obsažená v bublině náhle kondenzuje. Bublina se začne rychle smršťovat (implodovat) a dojde k částečné difundaci plynů do okolní kapaliny. [4]



Obr. 1.3 Fázový diagram vody [4]

Jako příklad si představme kouli ve tvaru bubliny (Obr. 1.4), jejíž obsah páry začne najednou kondenzovat: protože se tlak uvnitř bubliny zhroutl, stěna bubliny se radiálně-koncentricky (soustředně) zrychlí směrem do oblasti vyššího tlaku. Stěna bubliny dosáhne ke konci imploze velmi vysoké rychlosti. Za předpokladu idealizovaných podmínek lze tuto rychlost vypočítat z Rayleighovy rovnice [4]:

$$c_i = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{p - p_B}{\rho} \cdot \left(\frac{R_o^3}{R_e^3} - 1 \right)} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (1.3)$$

kde p je tlak v okolní kapalině, p_B tlak v bublině, R_o je poloměr bubliny na začátku a R_e je poloměr bubliny na konci imploze. [4]

Rayleigh v roce 1917 zpracoval model zániku kavitační bubliny. Předpokládal kavitační dutinu o počátečním poloměru R_o . Tato dutina neobsahuje ani plyn, ani páru a je umístěna v nestlačitelné kapalině, jež je v klidu. Na kapalinu působí konstantní tlak $p - p_B$, při kterém do dutiny proudí kapalina. Rovnice (1.3) je pak získána z rovnosti kinetické energie pohybující se kapaliny a práce vykonané při změně objemu dutiny. [4]

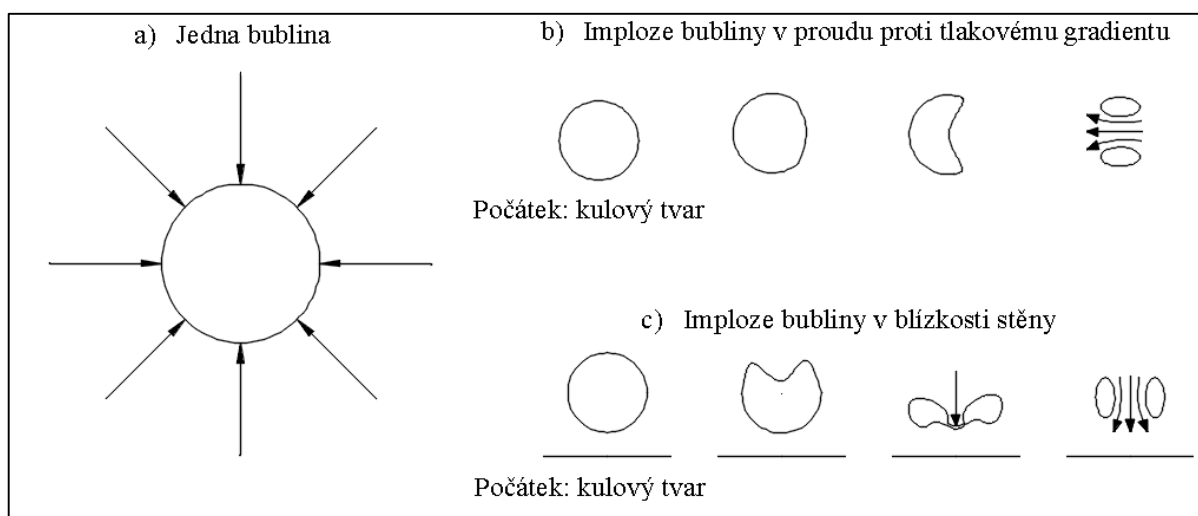
Celková impulzní doba bubliny se pak určí:

$$\tau = 0,914 \cdot R_e \cdot \sqrt{\left(\frac{\rho}{p - p_B} \right)} \quad [\text{s}] \quad (1.4)$$

Přibližný tlak vyvinutý na konci imploze:

$$p_{\max} \cong 0,157 \cdot \left(\frac{R_o}{R_e} \right)^3 \cdot (p - p_B) \quad [\text{Pa}] \quad (1.5)$$

Z rovnic (1.3) a (1.5) je zřejmé, že při $R_e \rightarrow 0$ roste rychlost a tlak nade všechny meze. [4]



Ob. 1.4 Průběh imploze bubliny [4]

Na počátku imploze mívají bubliny zpravidla průměr 1-5 mm, ke konci imploze je pak průměr řádově v desetinách mm. Aby docházelo vlivem kavitace k poškození povrchu materiálu, musí tyto bubliny implodovat v jeho těsné blízkosti. Tímto dochází k rázům a vyzařování tlakových vln, které působí na materiál a narušují ho kavitační erozí. [4]

2. Kavitace v oběžném kole

2.1 Určení měrné sací energie

Měrná sací energie Y_s je považována za vnější charakteristiku kavitačních vlastností daného čerpadla. Tato energie je definována dle ČSN 110055 (kavitační protokol čerpadla) a lze ji vypočítat dle vztahu [7]:

$$Y_s = \frac{(-p_{ms})}{\rho} + g \cdot y_s \quad [\text{J}] \quad (2.1)$$

Hodnota manometrického tlaku na sacím hrdle čerpadla p_{ms} je vzhledem k atmosférickému tlaku p_b relativní. Závislost s absolutním tlakem p_s lze pak popsat rovnicí [7]:

$$p_{ms} = p_b - p_s \quad [\text{Pa}] \quad (2.2)$$

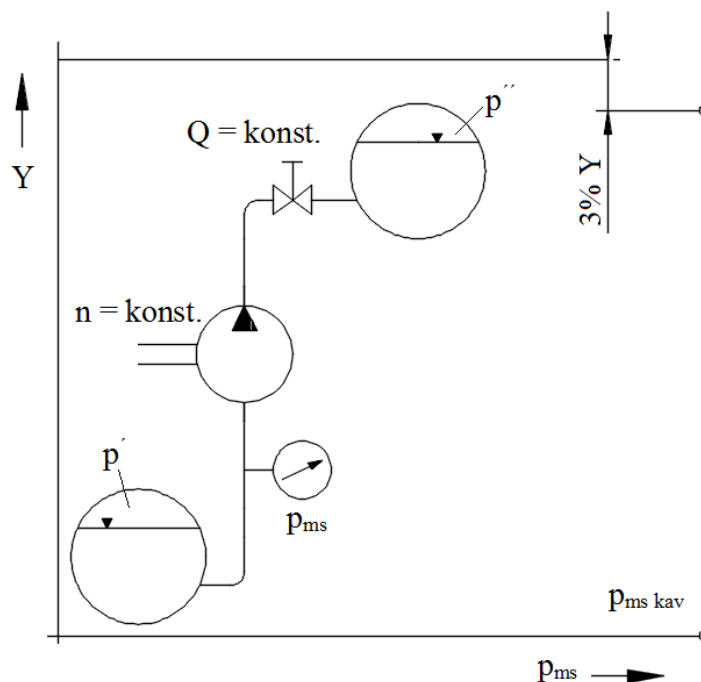
Měřením manometrického tlaku na sacím hrdle čerpadla p_{ms} se vyhodnocuje velikost měrné sací energie čerpadla Y_s . Aby při měření docházelo v čerpadle ke vzniku kavitace, je nutné snížit absolutní tlak p_s v sací části, tj. zvýšit hodnotu podtlaku v sacím hrdle čerpadla p_{ms} . Důležité potom je, aby nedocházelo ke změnám parametrů, jež určují provozní stav čerpadla (Q , n , Y). Měrnou energii čerpadla lze určit ze vztahu [4], [7]:

$$Y = \frac{p'' - p'}{\rho} + g \cdot H + Y_z \quad [\text{J}], \quad (2.3)$$

kde p'' je tlak v horní nádrži, p' tlak ve spodní nádrži a Y_z je ztrátová měrná energie.

Pro zajištění konstantní hodnoty měrné energie Y , je nutné splnit: $Y_z \approx Q = \text{konst.}$, $H = \text{konst.}$ a $(p'' - p') = \text{konst.}$. Aby se zajistilo $(p'' - p') = \text{konst.}$, musí se snížit tlak p'' o stejnou hodnotu jako tlak p' . Z tohoto důvodu by mělo mít kavitační zkušební zařízení uzavřené nádrže, jak je tomu na Obr. 2.1. Pokud vlivem kavitace v čerpadle poklesne měrná energie čerpadla o hodnotu stanovenou normou (podle konstrukčního typu čerpadla o 1 – 3 %), je dosaženo tzv. kritické měrné sací energie [4], [7]:

$$Y_{skr} = \frac{-(-p_{ms})}{\rho} + g \cdot y_s \quad [\text{J}] \quad (2.4)$$



Obr. 2.1 Schéma po určení měrné sací energie [7]

Pro návrh a danou konstrukci čerpadla je významnější vnitřní kavitační charakteristika, tzv. kavitační deprese Δy , j je definována [7]:

$$\Delta y = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_w}{\rho} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.5)$$

2.2 Požadované *NPSH*

Pokud je minimální místní tlak p_{min} vyšší než tlak par, pak ke kavitaci nedojde. Za předpokladu, že p_{min} dosáhne, nebo klesne pod tlak nasycených par při dané teplotě, pak dojde ke vzniku kavitace. [7]

Minimální místní statický tlak na vstupu do oběžného kola určuje výskyt a rozsah kavitace. Tento tlak se nedá změřit za pomoci jednoduchých metod. V nejlepším případě by mohl být vypočítán numerickými metodami, nebo určen měřením v sofistikovaných laboratořích. V praxi se však vyžaduje možnost změřit daný tlak za pomoci jednoduchých prostředků. Z tohoto důvodu jsou všechny kavitační procesy kvantifikovány hodnotou *NPSH* („net positive suction head = čistá pozitivní sací výška“). *NPSH* udává rozdíl mezi celkovou tlakovou výškou na sací části a tlakovou výškou nasycených par. [4]

$$NPSH = \frac{p_s - p_w}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}], \quad (2.6)$$

kde p_w je tlak sytých par, p_s je statický tlak na sání čerpadla, c_s je rychlost proudění v sací části čerpadla. [4]

Jak můžeme vidět z rovnic 2.5 a 2.6, převodní konstantou mezi kavitační depresí a $NPSH$ je tíhové zrychlení g . Tedy platí [7]:

$$NPSH = \frac{4y}{g} \quad [\text{m}] \quad (2.7)$$

Počátek kavitace je pozorován při $p_{\min} = p_w$, kde dochází ke generování prvních parních bublin. Příslušná čistá pozitivní sací výška je $NPSH_i$. To představuje minimální hodnotu $NPSH$ pro provoz čerpadla bez kavitačních bublin. Čerpadlo vyžaduje různé hodnoty $NPSH$ v závislosti na rozsahu kavitace. [15]

Požadovaná hodnota $NPSH$, tedy $NPSH_R$ (required $NPSH$) představuje čistou pozitivní sací výšku, při které se udržují specifická kavitační kritéria. Jedná se o minimální hodnotu $NPSH$ určenou výrobcem čerpadla, dosahující předepsaných parametrů při předepsaném průtoku, otáčkách a pracovní kapalině. Hodnota $NPSH_R$ je stanovena s ohledem na výskyt viditelné kavitace, nárůstu hluku a vibrací v důsledku kavitace, začátek poklesu účinnosti nebo dopravní výšky, aj. Významná kavitační kritéria tedy jsou [6], [4]:

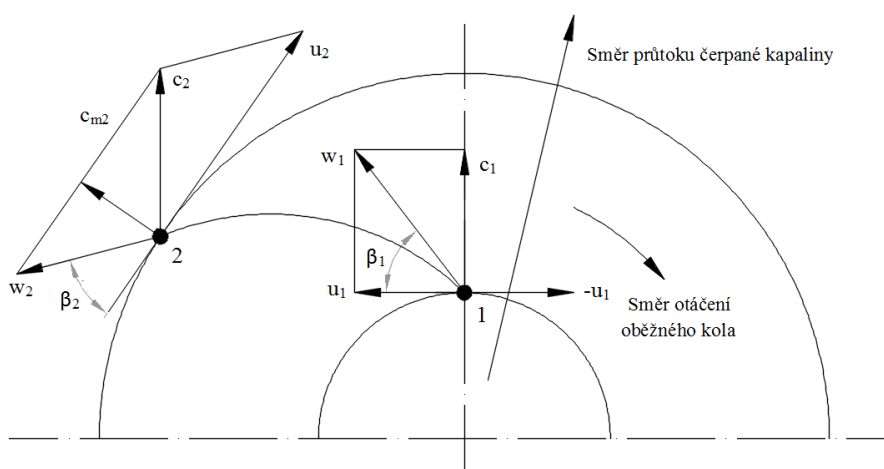
- $NPSH_i$: (inception $NPSH$) vizuální vznik kavitace – počáteční parní bubliny se stávají viditelnými.
- $NPSH_o$: prvotní pokles dopravní výšky.
- $NPSH_A$: (available $NPSH$) je hodnota $NPSH$ určena podmínkami instalace pro předepsaný průtok.
- $NPSH_I$: náhlý pokles dopravní výšky sacího oběžného kola o 1 %.
- $NPSH_3$: náhlý pokles dopravní výšky sacího oběžného kola o 3 %.
- $NPSH_{FC}$: (full cavitation $NPSH$) „Úplná kavitace“: dopravní výška oběžného kola je značně snížena. V oběžném kole převládá dvoufázové proudění.
- $NPSH_x$: pokles dopravní výšky o určitých x procent.
- Definovaný pokles účinnosti (např. počátek poklesu účinnosti nebo 1% pokles účinnosti).
- Definovaný úbytek materiálu nebo kavitační eroze.
- Definovaný nárůst hluku v důsledku kavitace.
- Specifikovaná životnost sacího oběžného kola (např. 50 000 hod).

Nejčastěji používaným kritériem kavitace je $NPSH_3$. Toto kritérium je v technické praxi velmi důležité a lze jej snadno změřit. Symbol „ $NPSH$ “ můžeme nalézt v mnoha charakteristikách, které výrobci čerpadel udávají ve svých katalozích, a to bez výslovné specifikace, že se vlastně jedná o hodnotu $NPSH_3$. [4]

2.3 Hydrodynamická podobnost

2.3.1 Kinematické poměry v oběžném kole

V oběžném kole dochází k přeměně mechanické energie rotoru na kinetickou energii protékajícího média. [7]



Obr. 2.2 Kinematické poměry v oběžném kole [7]

V oběžném kole jsou kinematické poměry definovány následujícími rychlostmi: [7]

- c – absolutní rychlost kapaliny – jedná se o rychlost vůči vnějšímu pozorovateli. Tato rychlost je vztažena na pevný souřadný systém, který je spojen se statorem čerpadla.
- w – relativní rychlost kapaliny – rychlost kapaliny vůči lopatkám a diskům oběžného kola. Tato rychlost je vztažena na souřadný systém, jenž rotuje společně s oběžným kolem úhlovou rychlostí ω .
- u – unášivá (obvodová) rychlost kapaliny, popřípadě oběžného kola.

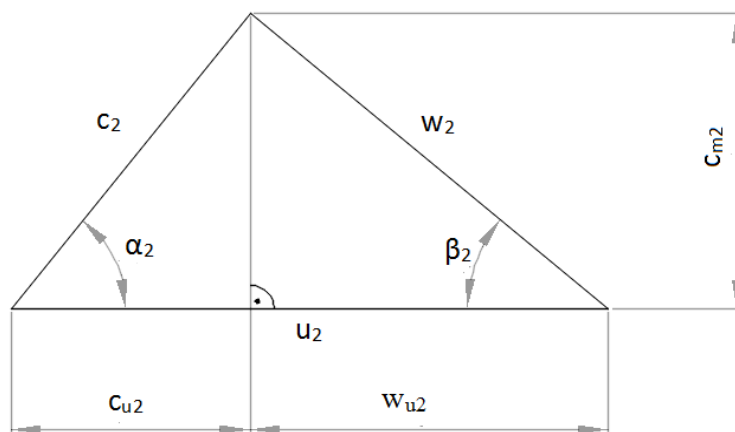
Rychlostní trojúhelník je kreslen tak, že jeho základna je tvořena obvodovou rychlostí oběžného kola u . Rychlost absolutní, popřípadě rychlost relativní svírá s unášivou (obvodovou) rychlostí za normálních poměrů ostrý úhel α , popřípadě β . [7]

Další doplňující složky absolutní rychlosti, jež jsou navzájem na sebe kolmé, jsou [7]:

- c_m – meridiánová rychlost kapaliny, která souvisí s ustáleným průtokem kapaliny oběžným kolem dle rovnice kontinuity:

$$Q_k \approx \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.8)$$

- c_u – hybná (obvodová nebo také unášivá) složka absolutní rychlosti, která souvisí s měrnou energií kapaliny.



Obr. 2.3 Rychlostní trojúhelník [7]

Podmínka průtoku na výstupu oběžného kola je popsána bezrozměrným koeficientem φ_2 , který se nazývá průtokové číslo a je nezávislý na rychlosti. [4]

$$\varphi_2 = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad [1] \quad (2.9)$$

Tento vztah je odvozen z Eulerovy čerpadlové rovnice, za předpokladu kolmého vstupu do kola:

$$Y_{t\infty} = u_2 \cdot c_{u2\infty} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.10)$$

Za pomoci rychlostního trojúhelníku, který je vyobrazen na Obr. 2.3 upravíme na tvar:

$$Y_{t\infty} = u_2 \cdot (u_2 - w_{u2})_{\infty} = u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\text{tg}\beta_2} \right) = u_2^2 - u_2 \cdot \frac{c_{m2}}{\text{tg}\beta_2} \quad (2.11)$$

Tuto rovnici podělíme druhou mocninou obvodové rychlosti u_2^2 a dostaneme rovnici ve tvaru:

$$\frac{Y_{t\infty}}{u_2^2} = 1 - \frac{c_{m2}}{u_2} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_2}, \quad (2.12)$$

kde $\frac{Y_{t\infty}}{u_2^2}$ se značí jako tlakové číslo ψ a $\frac{c_{m2}}{u_2}$ je právě průtokové číslo φ (rovnice 2.9).

2.3.2 Afinní zákony

Počet a velikost kavitačních bublin závisí na rozložení tlaku na lopatce oběžného kola čerpadla, ale také i na spektru jádra kavitační bubliny. Distribuce místního tlaku je ovlivněna velikostí Reynoldsova čísla. Hodnota povrchové drsnosti se také může do jisté míry podílet na snížení místního tlaku, při kterém je dosaženo hodnoty $NHSP_i$ pro vytvoření prvotní viditelné bubliny. [4]

Veškeré rozdíly tlaku v čerpadle jsou pak úměrné druhé mocnině rychlosti. Kavitační koeficienty σ_3 , σ_i , σ_x jsou definovány podle [4]:

$$\sigma_x = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH_x}{u_1^2} \quad [1] \quad (2.13)$$

Z toho vyplývá, že hodnoty $NPSH$ jsou děleny druhou mocninou průměru a otáček. Index M platí pro označení modelového čerpadla [4]:

$$NPSH = NPSH_M \cdot \left(\frac{n}{n_M} \cdot \frac{D}{D_M} \right)^x \quad [\text{m}] \quad (2.14)$$

Vzhledem k odlučování vzduchu může být měření $NPSH$ při nízkém vstupním absolutním tlaku dosti obtížné a nejisté. Z tohoto důvodu by se měl exponent x obsažený v rovnici (2.14) volit menší než 2. Ale existují dokonce i měření, u kterých je tento exponent volen vyšší hodnoty než 2. Při testování čerpadla o nízké hodnotě $NPSH_A$ (řádově $NPSH_A < 20$ m) by se měl rovněž exponent volit menší než 2. Norma ČSN 11 0033 uvádí hodnotu exponentu x v rozmezí 1,3 – 2 a jedná se o povinnou dohodu mezi stranami pro stanovení převodního vztahu, jenž bude použit. [4], [6]

Určení hodnoty exponentu x a hodnoty $NPSH$ si můžeme vysvětlit na jednoduchém příkladu. Předpokládejme, že na daném čerpadle je $NPSH_{3M} = 6$ m měreno při otáčkách $n_M = 3000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Porovnáváme stejné čerpadlo při $n = 1500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. $NPSH_{REF} = 20$ m. [4]

$$x = 2 \cdot \left(\frac{NPSH_3}{NPSH_{REF}} \right)^{0,3} = 2 \cdot \left(\frac{6}{20} \right)^{0,3} = 1,394 [1] \quad (2.15)$$

$$NPSH_3 = NPSH_{3M} \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^x = 6 \cdot \left(\frac{1500}{3000} \right)^{1,394} = 2,28 [\text{m}] \quad (2.16)$$

Následující modelový zákon se vztahuje k délce kavitační dutiny [4]:

$$\frac{L_{cav}}{d_1} = f(\sigma_A \cdot \varphi) \quad (2.17)$$

S ohledem na hodnoty σ_A a φ je poměr $\frac{L_{cav}}{d_1}$ s geometricky podobnými oběžnými koly nezávislý na rychlosti. [4]

Při kavitaci v odstředivém čerpadle může být objemový průtok závislý na [1]:

- součinu čisté pozitivní sací výšky a tíhového zrychlení
- otáčkách čerpadla
- průměru oběžného kola.

$$Q = f(NPSH \cdot g, n, D) \quad (2.18)$$

Předpoklady pro použití výše uvedených zákonů jsou [4]:

- Identická kapalina o stejné teplotě, obsahu plynu a spektra jader. V praxi tento požadavek nelze často splnit.
- Čerpadla musí být geometricky podobná. Tento požadavek musí být striktně splněn, zejména pro oběžná kola a samotný vstup do čerpadla. Kolektor čerpadla a výstupní oběžné kolo (vnější průměr oběžného kola) může mít také velký vliv na kavitaci – zejména pak při částečném recirkulačním zatížení.

Při použití daných modelových zákonů a při vyhodnocování kavitační zkoušky se občas vyskytují odchylky. Ty pak mohou být způsobeny následujícími nejistotami [4]:

- I malé tolerance v profilu vstupní lopatky nebo úhel (i drsnost) mohou do jisté míry způsobit značné odchylky kavitace. Tyto tolerance mají velký vliv zejména na hodnotu $NPSH_3$.

- B) Tolerance v oblasti hrdla a vstupní úhel mají velký vliv na strmý vzestup $NPSH$ pro $Q > Q_{opt}$ a na $NPSH_3$ hodnotách v optimu účinnosti.
- C) Vzhledem k citlivosti na geometrické odchylky lze modelové zákony do jisté míry aplikovat pouze na velmi přesně vyrobená oběžná kola (CNC-obráběná).
- D) Reynoldsovo číslo má velký vliv na tloušťku mezní vrstvy. Při vysokém Reynoldsově čísle se vlivem drsnosti generují drobné víry, které mohou zvýšit hodnotu $NPSH_i$.
- E) Odlučování vzduchu – zejména u hodnot $NPSH$ nižších než atmosférický tlak. Zde pak může docházet k nepřesnému měření.

Parametry čerpadla při různých otáčkách lze vyjádřit pomocí afinních zákonů [2], [3]:

- Průtok:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (2.19)$$

- Dopravní výška:

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (2.20)$$

- Čistá pozitivní sací výška:

$$\frac{NPSH}{NPSH'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (2.21)$$

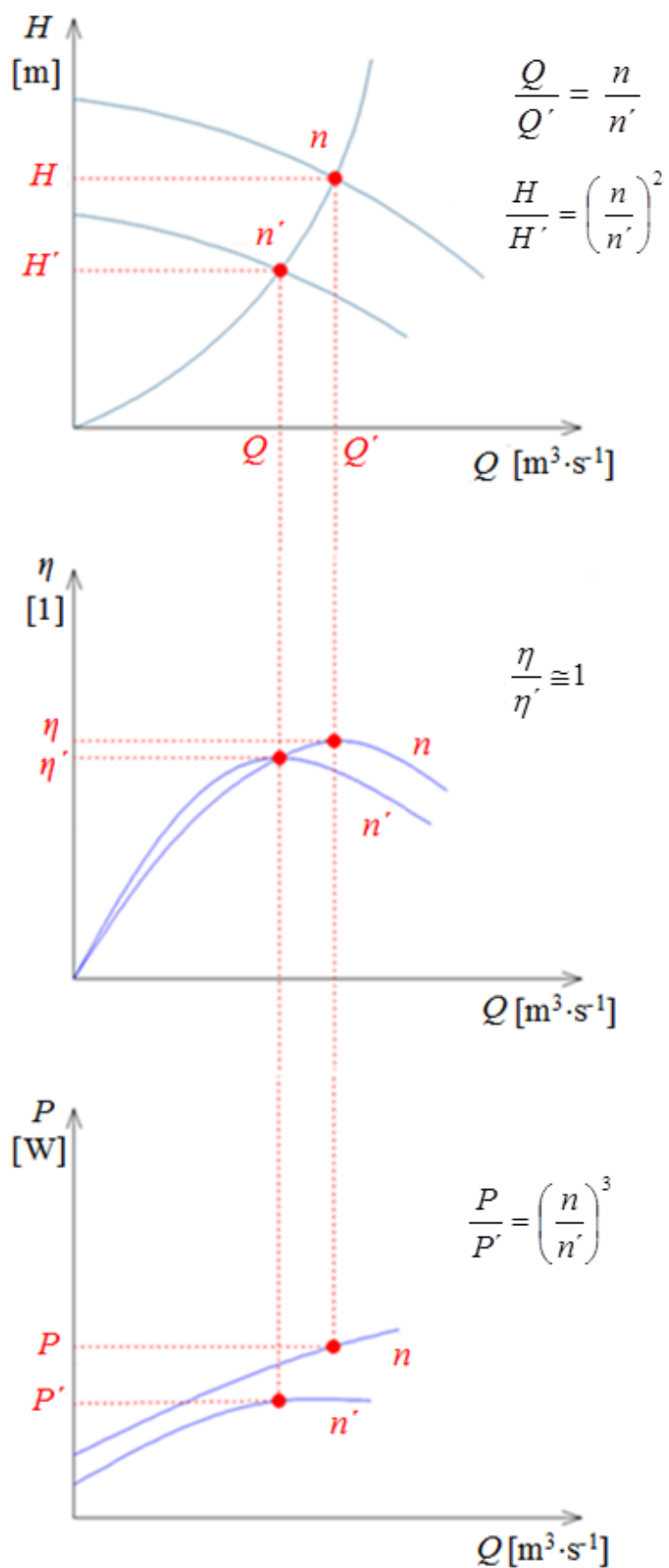
- Výkon čerpadla:

$$\frac{P_h}{P_h'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \quad (2.22)$$

- Moment:

$$\frac{M}{M'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (2.23)$$

Tedy při změně původních otáček čerpadla n na nové otáčky n' můžeme říci, že množství vody Q roste s první mocninou poměru otáček. S druhou mocninou roste dopravní výška H , čistá pozitivní sací výška $NPSH$ a také hnací moment M . S třetí mocninou poměru otáček pak dochází k nárůstu výkonu P_h .



Obr. 2.4 Charakteristika systému při změně otáček [2]

Největší hodnoty účinnosti a výkonu se nacházejí na parabole procházející počátkem souřadného systému, jak je tomu na Obr 2.4. V případě, že se charakteristika systému skládá pouze z dynamických složek ($H_{stat} = 0$) je uspořené energie nejvyšší. A naopak, čím vyšší je statická složka charakteristiky systému, tím méně energie může být při této regulaci uspořeno. Z důvodu úspory energie by měla být regulace čerpadla pokud možno co nejbližší k *BEP* (best efficiency point = optimální provozní bod). V případě, že je charakteristika čerpadla velmi strmá (zejména axiální a diagonální oběžná kola), je řízení otáček rovněž výhodné oproti regulaci škrcením. [2]

2.4 Specifické sací otáčky

Pro vyhodnocení sací schopnosti čerpadla nebo kvality sacího oběžného kola s ohledem na hodnotu $NPSH_3$ se používají specifické (měrné) sací otáčky. Lze je definovat v nejlepším bodě účinnosti čerpadla tak, aby se umožnilo srovnání čerpadel, která si nejsou geometricky podobná. [4]

$$n_{ss} = n \cdot \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{f_q}}}{NPSH_3^{0,75}} \quad [\text{min}^{-1}], \quad (2.23)$$

kde f_q je počet vtoků oběžného kola, v případě podvojného kola se volí 2 a jednoduchého kola 1. [4]

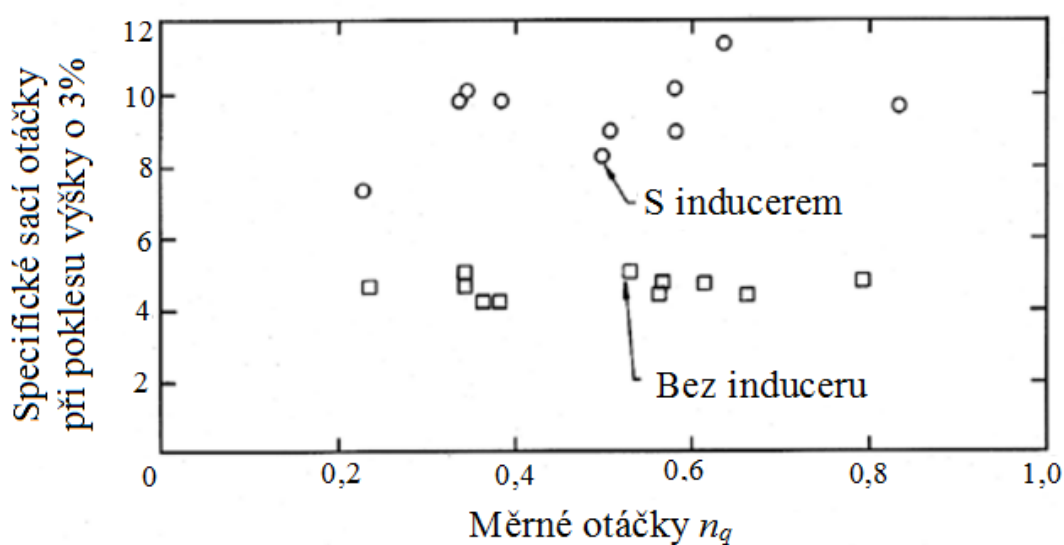
Tabulka 2.1 Příklad hodnot specifických sacích otáček [4]

| Typické hodnoty specifických sacích otáček | | |
|--|--|--------------------------------|
| Použití: | u_1 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] | n_{ss} [min^{-1}] |
| Standardní oběžná kola pro axiální výstup | < 50 | 160 – 220 |
| Sací oběžná kola pro axiální výstup | < 35 | 220 - 280 |
| Vysokotlaká čerpadla | > 50 | 160 -190 |
| Průmyslové inducery | < 35 (45) | 400 - 700 |
| Inducer pro čerpadla v raketové technice | | >> 1000 |

Tabulka 2.1 poskytuje rozsah specifických sacích otáček pro různé provedení oběžných kol. Výběr těchto otáček pro konkrétní návrh závisí zejména na obvodové rychlosti u_1 a na vlastnostech čerpaného média. Malá čerpadla mají často specifické sací otáčky nižších hodnot, než je uváděno v tabulce 2.1. Pro odstředivá čerpadla pracující v kavitačním režimu, jsou hodnoty specifických sacích otáček od $n_{ss} = 1000$ až $n_{ss} = 20000 \text{ min}^{-1}$, pro typická průmyslová

čerpadla (rovněž ovlivněna kavitací) jsou pak hodnoty v rozsahu $n_{ss} = 2000$ až $n_{ss} = 4000 \text{ min}^{-1}$. [1], [4]

Inducer bývá řazen před oběžným kolem odstředivého čerpadla. Používá se pro zvýšení sací schopnosti a kavitační odolnosti. Pracuje tak, že zachytí kavitaci před vstupem do oběžného kola. Jeho úkolem je tedy zvýšení vstupního tlaku na čerpadle na úroveň, při které se může pracovat bez nadměrné výkonnostní ztráty způsobené důsledkem kavitace. Výhoda získána přidáním induceru je znázorněna na Obr. 2.5 (převzato z měření od Janigro a Ferrini (1973)). [10]



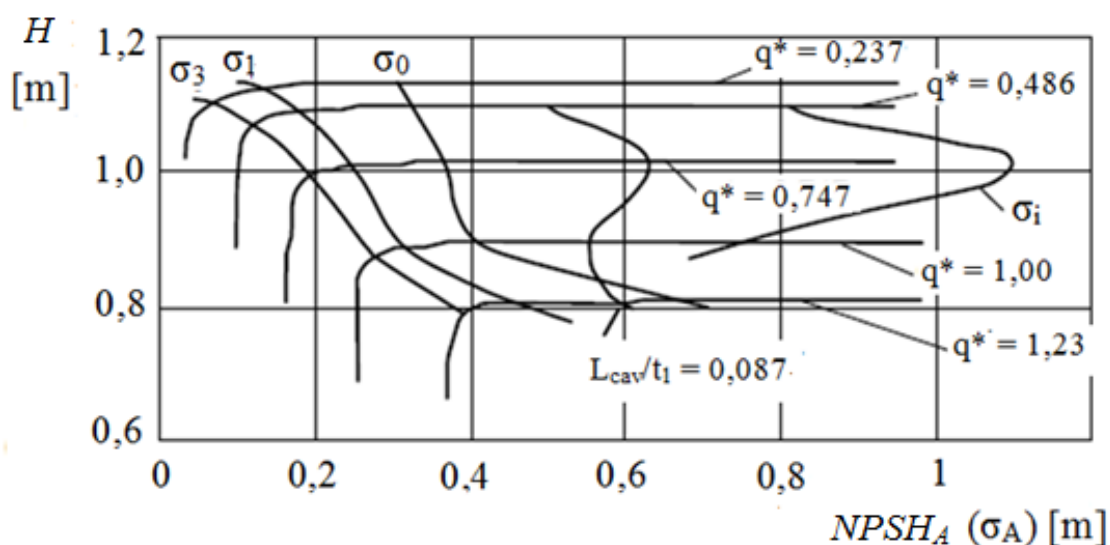
Obr. 2.5 Srovnání specifických sacích otáček při 3% poklesu výšky pro provoz čerpadla s a bez induceru [10]

Možnosti navýšení specifických sacích otáček [4]:

- Snížení počtu lopatek na vstupu do oběžného kola zvýší specifické sací otáčky o několik procent.
- Zvětšením úhlu vstupní lopatky nebo oblasti hrdla na vstupu do oběžného kola. Tímto navýšením dojde k nárůstu průtoku a současně dojde k poklesu hodnot $NPSH_3$ a $NPSH_{FC}$. Tato metoda pro navýšení specifických sacích otáček se dnes již nepoužívá.
- Zvětšením průměru oběžného kola na vstupu se dosáhne nárůstu specifických sacích otáček.

2.5 Experimentální stanovení $NPSH_R$

Požadovaná hodnota $NPSH$ čerpadla je určena z tzv. sací zkoušky. Tato zkouška spočívá v odečítání dopravní výšky při postupném snižování vstupního tlaku, a to za konstantních hodnot průtoku a otáček. Naměřená dopravní výška je většinou vynášena v závislosti na hodnotě $NPSH_A$ nebo σ_A , jak je zobrazeno v grafu na Obr. 2.6. Konstantní horizontální část sací křivky odpovídá předpokladu, že dopravní výška ještě není ovlivněna kavitací. Klesne-li vstupní tlak pod určitou hodnotu, tak dojde k poklesu dopravní výšky. Od určité hodnoty pak dochází ke strmému poklesu dopravní výšky. Během tohoto stavu (úplná kavitace) převládá ve velké části kanálů oběžného kola dvoufázové proudění. [4]



Obr. 2.6 Určení různých kritérií kavitace ze sací zkoušky [4]

Vstupní tlak může být během zkoušky měněn [4]:

- Škrcením v sacím potrubí.
- Změnou hladiny v sací nádrži.

Škrcení průtoku pomocí ventilu v sacím potrubí je relativně jednoduchý způsob, jak snížit hodnotu vstupního tlaku. Nevýhodou této metody je, že při škrcení dochází k odlučování plynu. Tento problém se ještě zhoršuje s minimálním tlakem ve škrťacím zařízení v důsledku nadměrné rychlosti proudění. Samotné škrťací zařízení by mělo být v sacím potrubí instalováno, pokud možno co nejnižší. Tím by se mělo do jisté míry zabránit odlučování plynu při škrcení. [4]

Modely čerpadel (zvláště vysokotlaká čerpadla) jsou často konstruována s průhledným oknem, přes které lze kavitaci na vstupu do oběžného kola pozorovat za pomoci

stroboskopu. Tímto způsobem je pak možné stanovit vznik počáteční kavitace $NPSH_i$, ale také můžeme vizuálně odhadnout délku kavitačních dutin. Výsledky takového testu jsou zobrazeny na Obr. 2.7 a 2.8. [4]



Obr. 2.7 Kavitační dutiny na náběžné hraně lopatky oběžného kola [4]



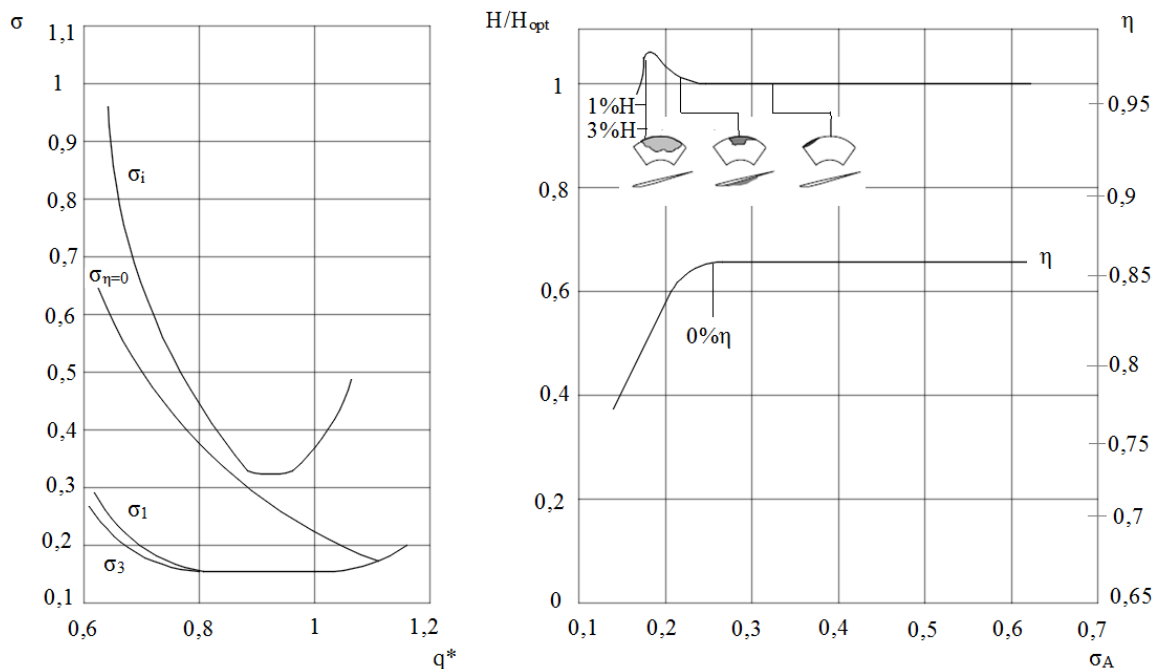
Obr. 2.8 Kavitační mraky [4]

V praxi lze předpokládat různé tvary výchozích sacích křivek $H = f(NPSH_A)$, které jsou zjištěny při konstantním průtoku [4], [10]:

- Při nízkých hodnotách specifických otáček (přibližně $n_q < 90$) je narušena dopravní výška vlivem vysokých hodnot průtoku $Q > Q_{opt}$, ale také vlivem kavitace v difuzoru. K tomu dochází, když je tekutina zrychlena z výstupu oběžného kola do oblasti hrdla kolektoru.
- V některých případech je pozorováno, že dopravní výška mírně narůstá, než dojde k jejímu samotnému poklesu. Tato vlastnost potvrzuje, že průtok tekutiny je ovlivněn kavernou (dutinou). Dutina poté způsobí vyšší odklon průtoku tekutiny. K tomuto jevu dochází například u axiálních čerpadel, nebo u oběžných kol, které jsou tvořeny tlustými profily (např. čerpadla v čistírnách odpadních vod). Na Obr. 2.9

je znázorněno měření na axiálním čerpadle při $q^* = 1$ ($q^* \equiv \frac{Q}{Q_{opt}}$), kde nárůst dopravní

výšky činí zhruba 5 %, zatímco účinnost $\eta = f(NPSH_A)$ není nijak ovlivněna.



Obr. 2.9 Měření kavitace na axiálním čerpadle [4]

2.6 Výpočet $NPSH_R$

Pro výpočet požadované hodnoty $NPSH_R$ se zpravidla užívá následující vztah [4]:

$$NPSH = \lambda_c \cdot \frac{c_{lm}^2}{2 \cdot g} + \lambda_w \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (2.24)$$

Nebo vyjádření pomocí kavitačního součinitele [4]:

$$\sigma = (\lambda_c + \lambda_w) \cdot \varphi_1^2 \cdot \lambda_w \cdot \left(1 - \frac{\varphi_1}{\tan \alpha_1}\right)^2 \quad [1] \quad (2.25)$$

Koeficient λ_c se vztahuje na zrychlení a ztráty na vstupu, λ_w představuje vrchol nízkého tlaku na lopatkách oběžného kola. Koeficient λ_c můžeme určit ze vztahu [4]:

$$\lambda_c = 1 + \zeta_E \quad [1], \quad (2.26)$$

kde ζ_E je ztrátový součinitel na vstupu. Pro axiální vtok kapaliny je $\lambda_c = 1,1$. Pro čerpadla s radiálním vstupem může být použito $\lambda_c = 1,2 - 1,33$. Tento rozsah závisí zejména na konstrukci čerpadla. [4]

Koeficient λ_w nezávisí jen na kavitačních kritériích (např. $NPSH$, $NPSH_3$), ale také na všech geometrických a provozních parametrech. V tabulce 2.2 jsou určeny typické rozsahy koeficientu λ_w (při $q^* = 1$). Některá oběžná kola však leží mimo tyto rozsahy. [4]

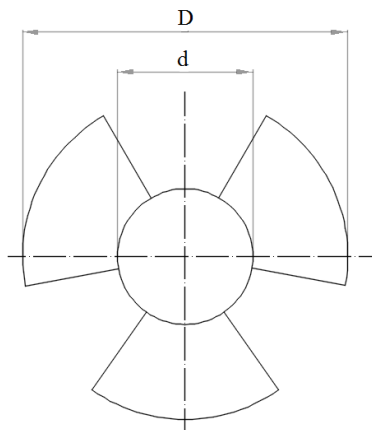
Tabulka 2.2 hodnoty koeficientu λ_w [4]

| | | $\lambda_{w,3}$ | | $\lambda_{w,i}$ |
|-------------|----------|-----------------|----------|-----------------|
| Oběžné kolo | $NPSH_3$ | 0,1 - 0,3 | $NPSH_i$ | 0,04 - 2,5 |
| Inducer | | 0,03 - 0,06 | | 0,2 - 0,3 |

3. Axiální vrtulová čerpadla

Vrtulové čerpadlo má podobnost s Kaplanovou turbínou v mohutném náboji vrtule, jehož průměr d je v poměru k vnějšímu průměru vrtule D podle Obr. 3.1 dán vztahem [3]:

$$D:d = 3 \text{ až } 2,25 \quad (3.1)$$



Obr. 3.1 Vrtule čerpadla [3]

Axiální vrtulová čerpadla se v provozu využívají při relativně nízkých hodnotách měrné energie a velkých hodnotách průtoků. Patří tedy do skupiny čerpadel s největší rychloběžností, měrné výkonové otáčky jsou až přibližně 2000 min^{-1} . Dosažitelná dopravní výška je relativně malá, zhruba do 20 m. Oběžná kola axiálních čerpadel jsou tvořena menším počtem plochých lopatek. Tyto lopatky mají obdobný profil jako křídla, popřípadě letadlová vrtule. Lopatky oběžného kola obvykle nevytvářejí uzavřené kanály, proto při navrhování jejich tvaru nelze vycházet z předpokladu nekonečného počtu lopatek. [3], [11]

U axiálních čerpadel je hydraulický výpočet lopatek oběžného kola dán pomocí teorie nosných křídel. Axiální proudnice dané kapaliny probíhají na válcových plochách soustředných s osou rotace. Tyto proudové plochy vytínají na listech lopatek oběžného kola řadu řezů, které rozvinuty do roviny tvoří tzv. lopatkovou mříž. Osou této mříže je přímka, na rozdíl od kružnice, jež je osou mříže u radiálních a diagonálních čerpadel. [3], [11]

Na proudové ploše je unášivá složka rychlosti dána [11]:

$$u_1 = u_2 = u \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.2)$$

Eulerova pracovní rovnice se zjednoduší na tvar:

$$Y_t = u \cdot (c_{u2} - c_{u1}) = u \cdot \Delta c_u \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.3)$$

Silovým účinkem vhodně profilované lopatky oběžného kola se dosáhne změny hybné složky rychlosti kapaliny Δc_u . [11]

Běžná axiální čerpadla používaná při měrných otáčkách (objemových) $n_q = 110$ až 350 min^{-1} mají do určité míry ustálené geometrické tvary průtokových průřezů. Lze tedy stanovit rozsah parametrů T/l (poměrná rozteč lopatek) a β (ostrý úhel sklonu tětiny profilů lopatek k ose mříže) mříží běžných axiálních čerpadel. [11]

Přenos energie z lopatek oběžného kola na kapalinu je dán pomocí dynamických poměrů, tj. sil, kterými kapalina působí na jednotkovou šířku (rozpětí) lopatky. V lopátkové mříži je výsledná hydrodynamická síla určena vztahem [11]:

$$F_r = \sqrt{F_y'^2 + F_x'^2} \quad [\text{N}] \quad (3.4)$$

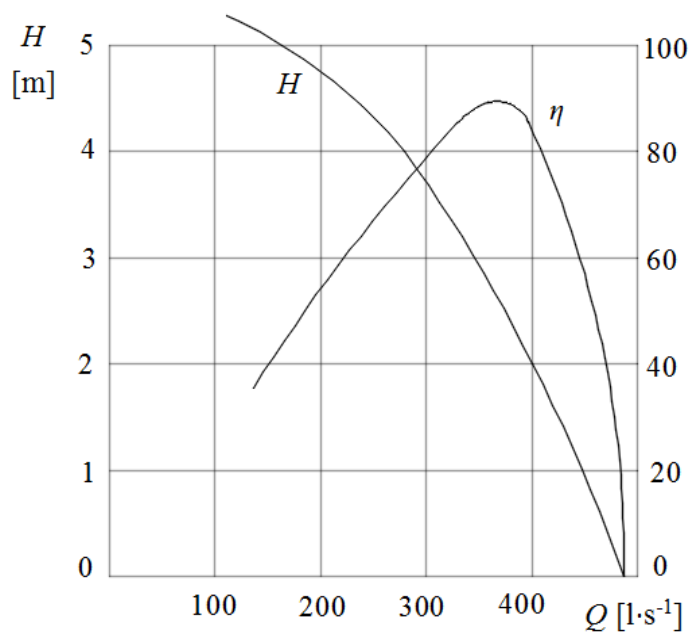
kde: F_y' je vztlaková síla a F_x' odporová síla.

Dobré hydraulické parametry u axiálních čerpadel v oblasti vyšších hodnot měrné energie Y nelze zcela využít z důvodu zhoršujících se kavitačních vlastností. Kavitační poměry lze zlepšit zvýšením tlaku kapaliny na vstupu do oběžného kola. Toho lze dosáhnout nejčastěji předřazeným, plnicím samostatným čerpadlem (označován jako booster), popřípadě předřazeným integrovaným stupněm (označován jako inducer – popsán v podkapitole 2.5). Pokud se použije inducer opačného smyslu otáčení, než má oběžné kolo čerpadla, vzniká tzv. kontrarotor. Jedná se o protiběžné uspořádání (zrcadlově stejné uspořádání). Použitím protiběžného uspořádání oběžných kol lze dosáhnout vyšší hodnoty měrné energie bez zhoršení kavitačních vlastností daného čerpadla. Protiběžná kola zmenšují rozměry stroje. [11], [10]

Na Obr. 3.2 je znázorněna charakteristika vrtulového čerpadla, u níž dostáváme největší dopravní výšku H při nulovém průtoku Q a má spád při vzrůstu průtoku Q . Křivka dopravní výšky H může mít v některém místě diskontinuitu. Diskontinuita je dána tím, že voda neprotéká oběžným věncem v předpokládaných proudnicích, ale zvolila si jinou cestu, snazší a pohodlnější. [3]

Křivka účinnosti η na Obr. 3.2 má značně ostrý vrchol, obdobně jako u vrtulových turbín s nenatáčivými lopatkami. Dochází k tomu, že čerpadlo rychle ztrácí svou nejlepší účinnost, pokud se mění průtok Q nahoru nebo dolů od optimální hodnoty (BEP – od bodu nejlepší

účinnosti). Toto lze vyřešit pomocí mechanismu pro natáčení lopatek vrtule (obdobně jako u Kaplanovy turbíny). [3]



Obr. 3.2 Charakteristika vrtulového čerpadla [3]

4. Technický popis zadanych čerpadel

4.1 Použití [15]

Jedná se o modelová vrtulová regulační čerpadla s axiálním oběžným kolem a axiálním rozváděčem, typového označení DORD-AA550-B13-B a DORD-AA700-B8,8-B. Vyznačují se vysokou účinností, provozní hospodárností a spolehlivostí, optimálními kavitačními a sacími schopnostmi a jednoduchou regulací během provozu.

Vrtulová čerpadla DORD jsou určena pro dopravu velkého množství vody s malými dopravními výškami. S výhodou se mohou používat pro čerpání splaškové vody, chladicí vody v elektrárnách, dešťové vody s nízkým obsahem pevných látek, ve filtračních stanicích a v přečerpávacích stanicích. Jsou vhodné pro čerpání kapaliny s maximální teplotou 50 °C a hodnota pH je 6,5 – 9 při 20 °C.

4.2 Konstrukce [15]

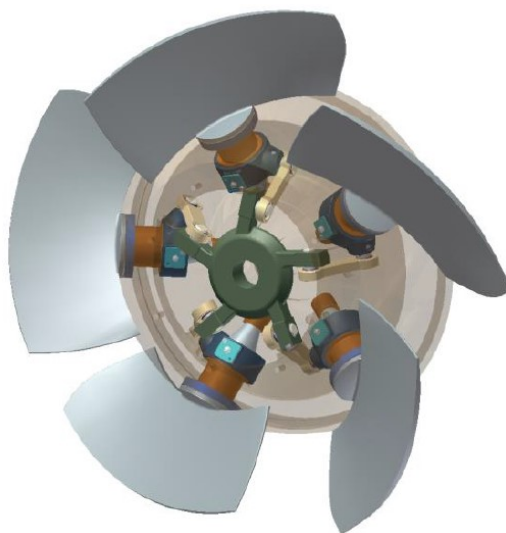
Čerpadla DORD jsou axiální, vrtulová regulační s možností regulace natáčením lopatek. Výsledné čerpadlo v základním provedení je tvořeno těmito částmi:

- a) stator čerpadla
- b) rotor čerpadla
- c) regulační mechanismus

Stator čerpadla je tvořen sacím nástavcem, sacím přechodem, rozváděčem, stoupacím potrubím a výtlačným odbočným kolenem. V samotném rozváděči je uloženo těleso kluzného ložiska, v němž je nalisováno výměnné ložiskové pouzdro tvořené pryžovou výstelkou. Ložisko je mazáno čistou vodou ze zvláštního zdroje, nebo samotnou čerpanou vodou. Ložisko závěsu nad kolenem je axiální valivé ložisko soudečkové a je mazáno olejovou lázní. Toto ložisko může být osazeno teplotními čidly pro kontrolu teploty oleje, nebo samotného ložiska.

Oběžné kolo rotoru čerpadla tvoří náboj oběžného kola s lopatkami, otočně uloženými v kluzných ložiskách. Lopatky jsou velmi přesně vyrobeny a pečlivě opracovány na požadovaný tvar. Přesnost tvaru lopatek je kontrolována pomocí šablon. Aby se při regulaci zamezilo volumetrickým ztrátám, bývá vnitřní a vnější tvar lopatky opracován do kulové plochy.

Regulačním mechanismem, jenž je vyobrazen na Obr. 4.1 je možno přestavovat lopatky oběžného kola čerpadla. Regulaci lze provádět přímo za provozu čerpadla. Lopatky jsou natáčeny pomocí pák, táhel a regulační růžice vedené v náboji a připojené na táhlo regulace, procházející vrtaným hřídelem nad výtlačné koleno. Posuvem táhla v axiálním směru dochází k natáčení lopatek oběžného kola. Zařízení pro natáčení lopatek je ovládáno servomotorem, umístěným na podlaze strojovny, vedle samotného čerpadla. Provoz čerpadla lze tedy řídit na dálku.



Obr. 4.1 Regulační mechanismus oběžného kola čerpadla [15]

5. Vyhodnocení naměřených dat sací schopnosti modelových čerpadel

V této kapitole jsou obsaženy data z měření sací schopnosti modelových čerpadel typu: DORD – AA550 – B13 – B a DORD – AA700 – B8,8 – B. Skupina DORD patří mezi regulační čerpadla s axiálním oběžným kolem a axiálním rozváděčem. Daná čerpadla byla změřena v závislosti na změně otáček rotoru. Naměřené hodnoty platí pro natočení lopatek oběžného kola $\nu = 6^\circ$. Oběžná kola regulačních čerpadel nesou čtyři lopatky, axiální rozváděče pak devět lopatek.

5.1 Čerpadlo DORD – AA550 – B13 – B

Optimální hodnoty tohoto typu čerpadla byly naměřeny při nastavení lopatek $\nu = 6^\circ$. Pro toto úhlové natočení jsou jmenovité parametry dány:

$$Q_{opt} = 331,4 \text{ [l} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$H_{opt} = 18,2 \text{ [m]}$$

$$P_{opt} = 75,4 \text{ [kW]}$$

$$n = 1750 \text{ [min}^{-1}]$$

Tabulka 5.1 Hodnoty $NPSH_3$ v závislosti na průtoku při různých otáčkách rotoru

| Modelové čerpadlo DORD-AA550-B13-B | | | | | |
|------------------------------------|----------|------------------------|----------|------------------------|----------|
| OTÁČKY ROTORU: | | | | | |
| 1750 min ⁻¹ | | 1500 min ⁻¹ | | 1300 min ⁻¹ | |
| Q | $NPSH_3$ | Q | $NPSH_3$ | Q | $NPSH_3$ |
| [l·s ⁻¹] | [m] | [l·s ⁻¹] | [m] | [l·s ⁻¹] | [m] |
| 237,1 | 15,76 | 207,2 | 11,64 | 179,2 | 7,7 |
| 272,3 | 15,38 | 238,2 | 10,57 | 202 | 7,1 |
| 310 | 11,44 | 266,4 | 9,01 | 228,1 | 6,42 |
| 346,1 | 8,86 | 299,4 | 6,09 | 255,9 | 4,84 |
| 360,5 | 8,76 | 311,8 | 6,46 | 271,2 | 4,76 |
| 382 | 8,86 | 332,9 | 6,74 | 278,9 | 4,88 |
| 404 | 9,57 | 345,4 | 7 | 298,8 | 5,17 |

U modelového čerpadla DORD-AA550-B13-B byla charakteristika $NPSH_3 = NPSH_3(Q)$ změřena při třech různých hodnotách otáček. Pro otáčky 1750 min⁻¹, jež jsou jmenovité, byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 237,1$ až 404 l·s⁻¹ a pro 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3 = 15,76$ až 9,57 m. Pro otáčky 1500 min⁻¹ byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 207,2$ až 345,4 l·s⁻¹ a pro 3% pokles dopravní výšky

$NPSH_3 = 11,64$ až 7 m. Pro otáčky 1300 min^{-1} byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 179,2$ až $298,8 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3 = 7,7$ až $5,17$ m. Z naměřených hodnot v tabulce 5.1 a hodnot vykreslených do grafu na Obr. 5.1 lze pozorovat, že $NPSH_3$ klesá s rostoucím průtokem Q , avšak jen do určité hodnoty. Od této hodnoty pak dochází k nárůstu $NPSH_3$.

Naměřené hodnoty byly přepočítány pomocí podobnostních (afinních) zákonů, jež jsou popsány v podkapitole 2.3.2. Výsledné přepočítané hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.2.

Příklad výpočtu pro první řádek tabulky 5.1:

Přepočet průtoku z 1750 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (5.1)$$

$$Q' = \frac{Q}{\left(\frac{n}{n'}\right)} = \frac{237,1}{\frac{1750}{1500}} = 203,228 [\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$$

Přepočet $NPSH_3$ z 1750 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

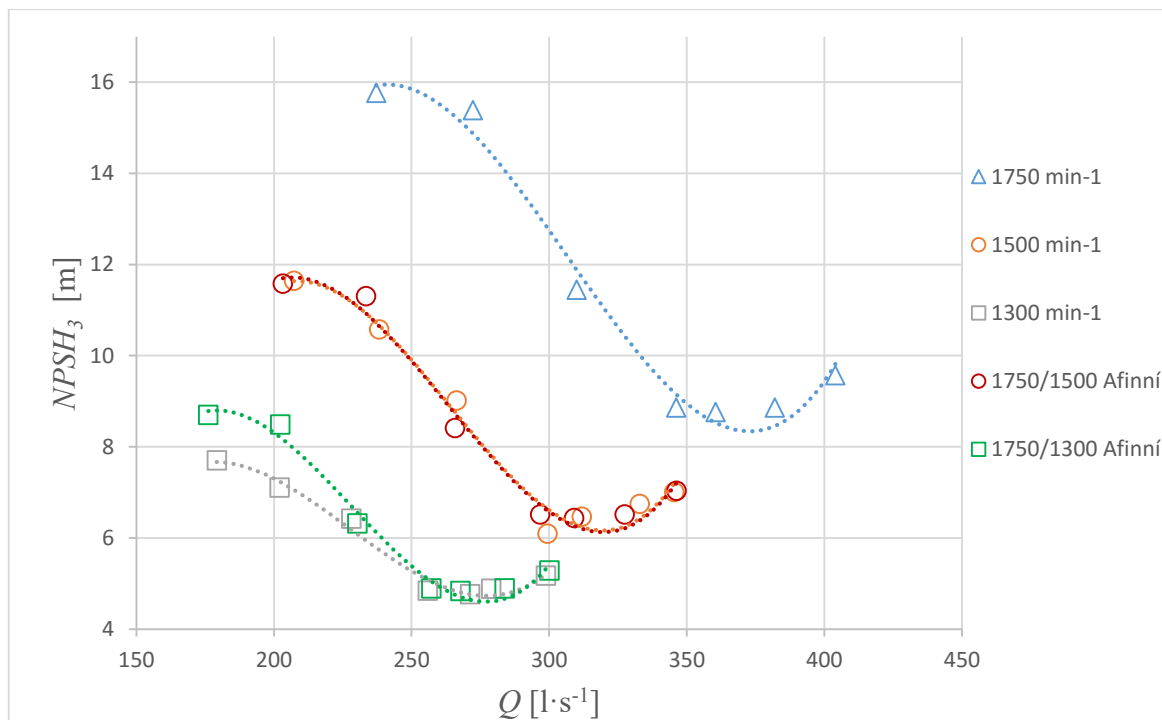
$$\frac{NPSH_3}{NPSH_3'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (5.2)$$

$$NPSH_3' = \frac{NPSH_3}{\left(\frac{n}{n'}\right)^2} = \frac{15,76}{\left(\frac{1750}{1500}\right)^2} = 11,579 [\text{m}]$$

Tabulka 5.2 Přepočítané hodnoty $NPSH_3$ v závislosti na průtoku při různých otáčkách

| 1750/1500 | | 1750/1300 | |
|--------------------------------|--------------|--------------------------------|--------------|
| Q' | $NPSH_3'$ | Q' | $NPSH_3'$ |
| $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ | $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ |
| 203,23 | 11,58 | 176,13 | 8,7 |
| 233,4 | 11,3 | 202,28 | 8,49 |
| 265,71 | 8,4 | 230,29 | 6,31 |
| 296,66 | 6,51 | 257,1 | 4,89 |
| 309 | 6,44 | 267,8 | 4,83 |
| 327,43 | 6,51 | 283,77 | 4,89 |
| 346,29 | 7,03 | 300,11 | 5,28 |

Naměřené a přepočítané hodnoty jsou společně zakresleny do grafu na Obr. 5.1 a proloženy polynomicou funkce třetího řádu. Pro přehlednost rozdílu mezi měřením a přepočtem se provedl výpočet procentuální chyby.



Obr. 5.1 Graf závislosti hodnoty $NPSH_3$ na průtoku při různých otáčkách

Procentuální chyba se určí z regresních rovnic pro $NPSH_3$ měřené a $NPSH_3$ přepočítané (afinní). Aby tato chyba vycházela v přesných hodnotách, je nutné zadat do regresních rovnic u jednotlivých čísel větší počet desetinných míst. V našem případě se zadalo číslo o velikosti 16 desetinných míst.

- Regresní rovnice pro 1750 min⁻¹:

$$y = 0,0000066574622791 \cdot x^3 - 0,0061317536259909 \cdot x^2 + 1,79589698245409 \cdot x - 153,915129361248; R^2 = 0,985347247993909$$

- Regresní rovnice pro 1750/1500 min⁻¹:

$$y = 0,0000077670393257 \cdot x^3 - 0,0061317536259906 \cdot x^2 + 1,53934027067486 \cdot x - 113,080503204174; R^2 = 0,985347247994083$$

- Regresní rovnice pro 1500 min⁻¹:

$$y = 0,0000079536722577 \cdot x^3 - 0,0062972263157931 \cdot x^2 + 1,58813969382049 \cdot x - 117,828325943055; R^2 = 0,980094919281226$$

- Regresní rovnice pro 1750/1300 min⁻¹:

$$y = 0,0000089619684527 \cdot x^3 - 0,006131753625989 \cdot x^2 + 1,33409490125116 \cdot x - 84,9360224066606; R^2 = 0,985347247995126$$

- Regresní rovnice pro 1300 min⁻¹:

$$y = 0,0000060090626684 \cdot x^3 - 0,0041049144864293 \cdot x^2 + 0,890348010480525 \cdot x - 54,6447854438605; R^2 = 0,982240473314474$$

Z průběhů jednotlivých bodů v grafu na Obr. 5.1 můžeme pozorovat, že změřené a přepočítané hodnoty odpovídají různému intervalu hodnot průtoků. Hodnoty $NPSH_3$ měřené a $NPSH_3$ přepočítané (afinní) se určí tak, že do regresních rovnic (změřené nebo přepočítané) dosadíme za proměnnou x hodnotu průtoku Q . Výsledné hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.3 a 5.4.

Tabulka 5.3 Hodnoty při přepočtu otáček 1750/1500

| Q | $NPSH_{\text{měřená}}$ | $NPSH_{\text{afinní}}$ | $Chyba$ | Q_{rel} |
|----------------------|------------------------|------------------------|---------|------------------|
| [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [%] | [1] |
| 200 | 11,54 | 11,65 | 0,99 | 0,604 |
| 225 | 11,3 | 11,32 | 0,17 | 0,679 |
| 250 | 9,91 | 9,88 | -0,26 | 0,754 |
| 275 | 8,09 | 8,05 | -0,49 | 0,83 |
| 300 | 6,61 | 6,57 | -0,58 | 0,905 |
| 325 | 6,21 | 6,17 | -0,66 | 0,981 |
| 350 | 7,62 | 7,56 | -0,83 | 1,056 |

Tabulka 5.4 Hodnoty při přepočtu otáček 1750/1300

| Q | $NPSH_{3\text{měřená}}$ | $NPSH_{3\text{afinní}}$ | $Chyba$ | Q_{rel} |
|----------------------|-------------------------|-------------------------|---------|------------------|
| [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [%] | [1] |
| 175 | 7,66 | 8,78 | 14,6 | 0,528 |
| 200 | 7,3 | 8,31 | 13,8 | 0,604 |
| 225 | 6,32 | 6,9 | 9,16 | 0,679 |
| 250 | 5,28 | 5,38 | 2,03 | 0,754 |
| 275 | 4,74 | 4,61 | -2,73 | 0,83 |
| 300 | 5,26 | 5,41 | 2,77 | 0,905 |
| 325 | 7,42 | 8,63 | 16,31 | 0,981 |

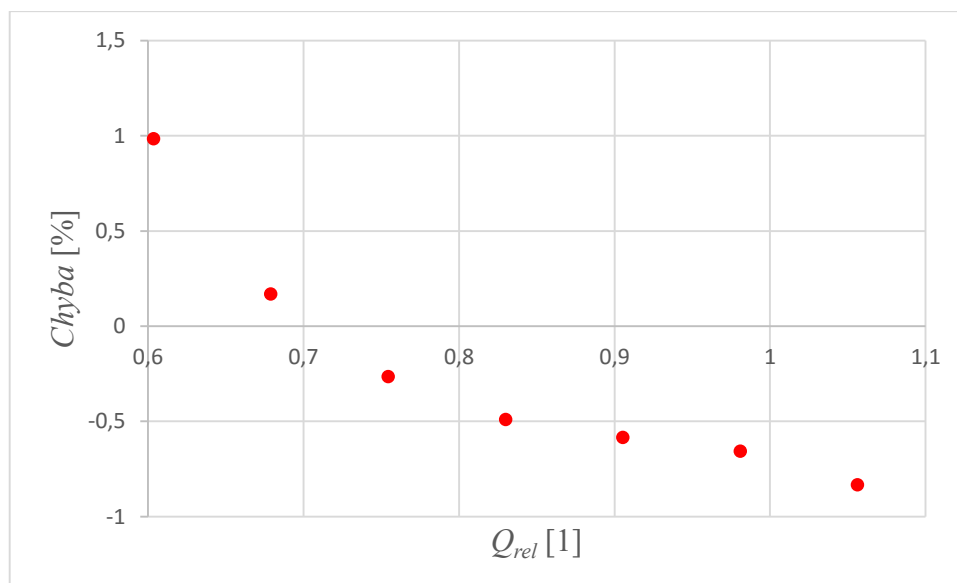
Příklad výpočtu pro první řádek tabulky 5.3:

Výpočet poměrného průtoku:

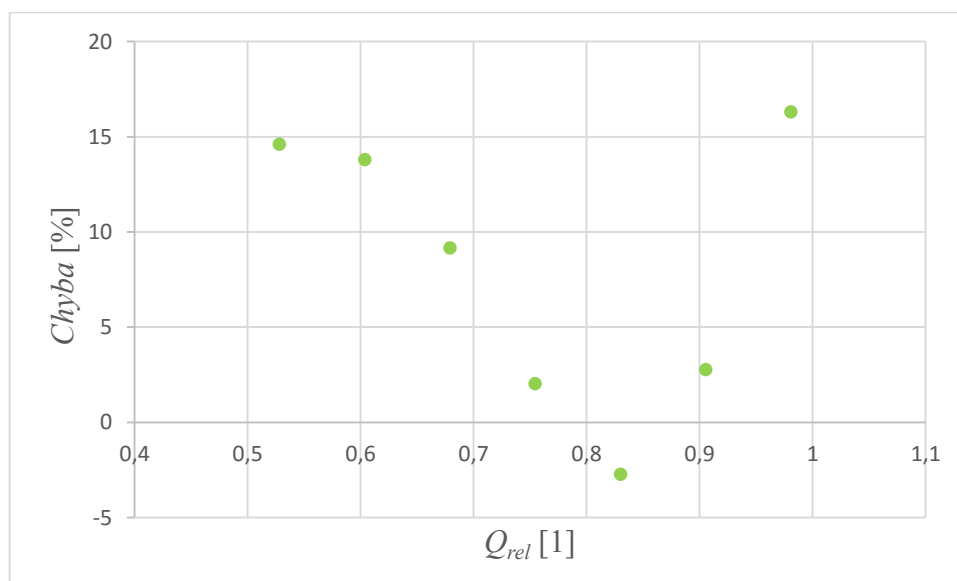
$$Q_{rel} = \frac{Q}{Q_{opt}} = \frac{200}{331,4} = 0,604 [1] \quad (5.3)$$

Výpočet procentuální chyby:

$$Chyba = \left(\frac{NPSH_{3afinní}}{NPSH_{3merena}} \cdot 100 \right) - 100 = \left(\frac{11,65}{11,54} \cdot 100 \right) - 100 = 0,99 [\%] \quad (5.4)$$



Obr. 5.2 Procentuální chyba v závislosti na poměrném průtoku při přepočtu otáček 1750/1500



Obr. 5.3 Procentuální chyba v závislosti na poměrném průtoku při přepočtu otáček 1750/1300

Z grafu na Obr. 5.2 lze pozorovat relativně nízké hodnoty procentuální chyby v závislosti na poměrném průtoku při přepočtu otáček 1750/1500. Je to dáno tím, že spojnice trendu naměřených a přepočítaných hodnot jsou totožné (navzájem se překrývají). Pokud naměřené a přepočítané hodnoty proložíme polynomicou funkcí vyššího než třetího řádu, například čtvrtého, tak spojnice trendu si už nebudou navzájem totožné. Maximální hodnota chyby je 0,99 % a odpovídá poměrnému průtoku $Q_{rel} = 0,604$. V případě naměřených hodnot průtoků (v rozsahu 207,2 až 345,4 l·s⁻¹) vychází maximální chyba 0,66 %. Mezi vypočtenými chybami nelze pozorovat určitou závislost. Pro lepší posouzení chyb by bylo nutné mít k dispozici větší množství změřených dat.

V grafu na Obr. 5.3 jsou patrné procentuálně větší hodnoty chyb než na Obr. 5.2, zejména pak v blízkosti optimální hodnoty poměrného průtoku při přepočtu otáček 1750/1300. Zde je maximální chyba 16,31 % při poměrném průtoku $Q_{rel} = 0,981$. Důsledkem takto vysoké chyby je to, že charakteristika $NPSH_3$ v závislosti na průtoku je změřena pro rozsah průtoků 179,2 - 298,8 l·s⁻¹. Tato maximální chyba při poměrném průtoku odpovídá hodnotě průtoků 325 l·s⁻¹, což je mimo změřený interval. Hodnota $NPSH_3$ měřená a afinní byla pro tento průtok (325 l·s⁻¹) dopočítána pomocí regresní funkce, proto tato chyba nabývá tak vysoké číselné hodnoty. V samotném intervalu naměřených hodnot průtoků (179,2 až 298,8 l·s⁻¹) vychází maximální hodnota procentuální chyby 13,8 %.

Dále byly pro tento typ čerpadla naměřeny při různých otáčkách rotoru hodnoty dopravní výšky H a průtoků Q . Tyto hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.5.

Tabulka 5.5 Hodnoty dopravní výšky v závislosti na průtoku při různých otáčkách rotoru

| Modelové čerpadlo DORD-AA550-B13-B | | | | | |
|------------------------------------|-------|------------------------|-------|------------------------|-------|
| OTÁČKY ROTORU: | | | | | |
| 1750 min ⁻¹ | | 1500 min ⁻¹ | | 1300 min ⁻¹ | |
| Q | H | Q | H | Q | H |
| [l·s ⁻¹] | [m] | [l·s ⁻¹] | [m] | [l·s ⁻¹] | [m] |
| 0 | 36,86 | 0 | 25,9 | 0 | 19,08 |
| 34,7 | 31,11 | 31,8 | 22,6 | 27,1 | 16,91 |
| 70,1 | 28,74 | 61,6 | 20,83 | 80,4 | 14,04 |
| 139,9 | 24,42 | 122,8 | 17,82 | 131,1 | 12,55 |
| 208,8 | 22,64 | 151,3 | 17 | 180,8 | 11,9 |
| 284,3 | 20,78 | 212,2 | 15,88 | 233,8 | 10,33 |
| 350,6 | 16,57 | 266,9 | 14,04 | 261,7 | 8,89 |
| 387,7 | 13,49 | 330,9 | 10,11 | 286,5 | 7,26 |
| 418,1 | 10,5 | 360,4 | 7,43 | 313,1 | 5,61 |
| 455,1 | 6,41 | 389,7 | 4,87 | 336,5 | 3,83 |

Charakteristika $H = H(Q)$ byla změřena při 1750, 1500 a 1300 min^{-1} . Pro jmenovité otáčky 1750 min^{-1} byla tato charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 0$ až 455,1 $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ a v rozsahu dopravní výšky $H = 36,68$ až 6,41 m. Pro otáčky 1500 min^{-1} byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 0$ až 389,7 $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ a v rozsahu dopravní výšky $H = 25,9$ až 4,87 m. Pro otáčky 1300 min^{-1} byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 0$ až 336,5 $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ a v rozsahu dopravní výšky $H = 19,08$ až 3,83 m. Z naměřených hodnot v tabulce 5.5 a hodnot vykreslených do grafu na Obr. 5.4 je patrné, že maximální hodnota dopravní výšky H je při nulovém průtoku Q (v závěrném bodě) a charakteristiky čerpadla jsou stabilní. Dále lze u tohoto grafu sledovat, že hodnota dopravní výška H klesá s rostoucím průtokem Q .

Naměřené hodnoty se rovněž přepočítaly pomocí podobnostních (afinních) zákonů, jež jsou popsány v podkapitole 2.3.2 Výsledné přepočítané hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.6.

Příklad výpočtu pro druhý řádek tabulky 5.5:

Přepočet průtoku z 1750 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (5.5)$$

$$Q' = \frac{Q}{\left(\frac{n}{n'}\right)} = \frac{34,7}{\frac{1750}{1500}} = 29,74 [\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$$

Přepočet dopravní výšky z 1750 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

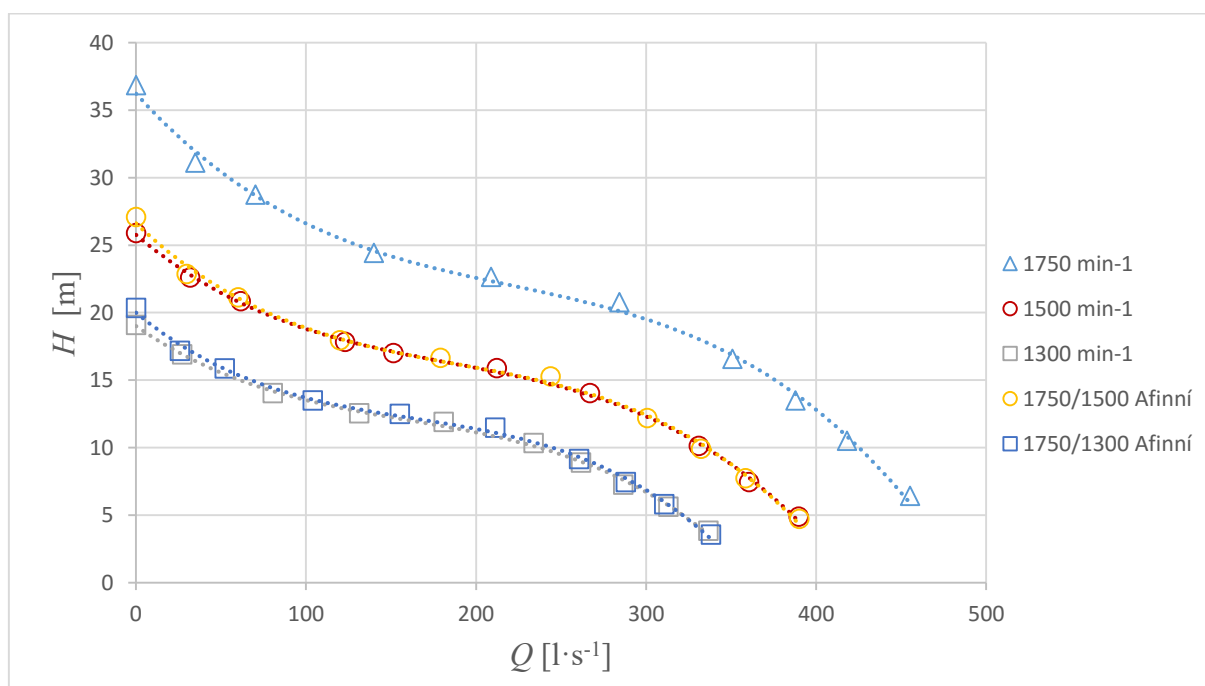
$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (5.6)$$

$$H' = \frac{H}{\left(\frac{n}{n'}\right)^2} = \frac{31,11}{\left(\frac{1750}{1500}\right)^2} = 22,86 [\text{m}]$$

Tabulka 5.6 Přepočítané hodnoty dopravní výšky v závislosti na průtoku při různých otáčkách rotoru

| 1750/1500 | | 1750/1300 | |
|--------------------------------|--------------|--------------------------------|--------------|
| Q' | H' | Q' | H' |
| $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ | $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ |
| 0 | 27,08 | 0 | 20,34 |
| 29,74 | 22,86 | 25,78 | 17,17 |
| 60,09 | 21,12 | 52,07 | 15,86 |
| 119,91 | 17,94 | 103,93 | 13,48 |
| 178,97 | 16,63 | 155,11 | 12,49 |
| 243,69 | 15,27 | 211,19 | 11,47 |
| 300,51 | 12,17 | 260,45 | 9,14 |
| 332,31 | 9,91 | 288,01 | 7,44 |
| 358,37 | 7,71 | 310,59 | 5,79 |
| 390,09 | 4,71 | 338,07 | 3,54 |

Naměřené a přepočítané hodnoty jsou rovněž společně zakresleny do grafu na Obr. 5.4 a proloženy polynomicou funkcí třetího řádu. Z průběhu naměřených a přepočítaných hodnot lze pozorovat větší přesnost než u hodnot $NPSH_3$. Rovněž i zde se pro přehlednost provedl výpočet procentuální chyby.



Obr. 5.4 Graf závislosti hodnoty dopravní výšky na průtoku při různých otáčkách

Procentuální chyba se zde určí obdobným způsobem jako u hodnot $NPSH_3$, s tím rozdílem, že zde se bude počítat pro hodnoty dopravní výšky měřené a přepočítané (afinní). Pro přesnost

výsledných chyb je nutné zadat do regresních rovnic větší počet desetinných míst u jednotlivých čísel. Zde se zadalo číslo o velikosti 12 desetinných míst.

- Regresní rovnice pro 1750 min⁻¹:

$$y = -0,000000768327 \cdot x^3 + 0,000509570523 \cdot x^2 - 0,139448378108 \cdot x + 36,229742092554; R^2 = 0,997056859527$$

- Regresní rovnice pro 1750/1500 min⁻¹:

$$y = -0,000000896382 \cdot x^3 + 0,000509570523 \cdot x^2 - 0,119527181236 \cdot x + 26,617769700651; R^2 = 0,997056859527$$

- Regresní rovnice pro 1500 min⁻¹:

$$y = -0,000000797749 \cdot x^3 + 0,000443350146 \cdot x^2 - 0,106046624831 \cdot x + 25,762678040193; R^2 = 0,998822452271$$

- Regresní rovnice pro 1750/1300 min⁻¹:

$$y = -0,000001034287 \cdot x^3 + 0,000509570523 \cdot x^2 - 0,103590223738 \cdot x + 19,992902575158; R^2 = 0,997056859528$$

- Regresní rovnice pro 1300 min⁻¹:

$$y = -0,000000853691 \cdot x^3 + 0,000411290861 \cdot x^2 - 0,087538251549 \cdot x + 19,010566642756; R^2 = 0,998170087300$$

Hodnoty dopravní výšky změřené a přepočítané (afinní) se určí opět pomocí regresních rovnic (změřené nebo přepočítané) dosazením průtoku Q za proměnnou x . Výsledné hodnoty dopravních výšek jsou uvedeny v tabulce 5.7.

Tabulka 5.7 Hodnoty při přepočtu různých otáček

| 1750/1500 | | | | | 1750/1300 | | | | |
|--------------------------------|--------------|--------------|---------|-----------|--------------------------------|--------------|--------------|---------|-----------|
| Q | $H_{měřená}$ | $H_{afinní}$ | $Chyba$ | Q_{rel} | Q | $H_{měřená}$ | $H_{afinní}$ | $Chyba$ | Q_{rel} |
| $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ | $[\text{m}]$ | $[\%]$ | $[1]$ | $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ | $[\text{m}]$ | $[\%]$ | $[1]$ |
| 0 | 25,76 | 26,62 | 3,32 | 0 | 0 | 19,01 | 19,99 | 5,17 | 0 |
| 25 | 23,38 | 23,93 | 2,39 | 0,075 | 25 | 17,07 | 17,71 | 3,75 | 0,075 |
| 50 | 21,47 | 21,8 | 1,56 | 0,151 | 50 | 15,56 | 15,96 | 2,59 | 0,151 |
| 75 | 19,97 | 20,14 | 0,88 | 0,226 | 75 | 14,4 | 14,65 | 1,77 | 0,226 |
| 100 | 18,79 | 18,86 | 0,38 | 0,302 | 100 | 13,52 | 13,7 | 1,33 | 0,302 |
| 125 | 17,88 | 17,89 | 0,07 | 0,377 | 125 | 12,83 | 12,99 | 1,24 | 0,377 |
| 150 | 17,14 | 17,13 | -0,06 | 0,453 | 150 | 12,25 | 12,43 | 1,44 | 0,453 |
| 175 | 16,51 | 16,5 | -0,03 | 0,528 | 175 | 11,71 | 11,93 | 1,84 | 0,528 |
| 200 | 15,91 | 15,92 | 0,12 | 0,604 | 200 | 11,13 | 11,38 | 2,32 | 0,604 |
| 225 | 15,26 | 15,31 | 0,33 | 0,679 | 225 | 10,41 | 10,7 | 2,78 | 0,679 |
| 250 | 14,5 | 14,58 | 0,57 | 0,754 | 250 | 9,49 | 9,78 | 3,06 | 0,754 |
| 275 | 13,54 | 13,64 | 0,77 | 0,83 | 275 | 8,29 | 8,53 | 2,95 | 0,83 |
| 300 | 12,31 | 12,42 | 0,87 | 0,905 | 300 | 6,72 | 6,85 | 2,02 | 0,905 |
| 325 | 10,74 | 10,82 | 0,77 | 0,981 | 325 | 4,7 | 4,64 | -1,13 | 0,981 |
| 350 | 8,75 | 8,77 | 0,23 | 1,056 | 350 | 2,15 | 1,81 | -15,77 | 1,056 |

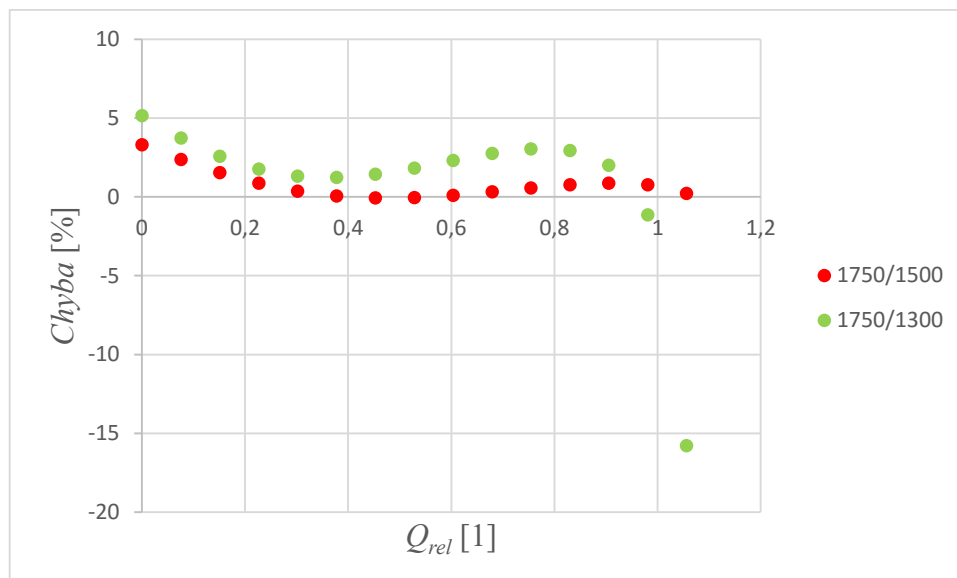
Příklad výpočtu pro druhý řádek tabulky 5.7:

Výpočet poměrného průtoku:

$$Q_{rel} = \frac{Q}{Q_{opt}} = \frac{25}{331,4} = 0,075 [1] \quad (5.7)$$

Výpočet procentuální chyby:

$$Chyba = \left(\frac{H_{afinní}}{H_{měřená}} \cdot 100 \right) - 100 = \left(\frac{23,93}{23,38} \cdot 100 \right) - 100 = 2,39 [\%] \quad (5.8)$$



Obr. 5.5 Procentuální chyba v závislosti na poměrném průtoku při různých otáčkách

V grafu na Obr. 5.5 je patrné, že procentuální chyby nabývají relativně nízkých hodnot, s výjimkou poslední chyby při přepočtu otáček 1750/1300. Zde je chyba opět v blízkosti optimální hodnoty a číselně je rovna -15,77 % při poměrném průtoku 1,056. Při přepočtu otáček 1750/1300 je dopravní výška měřena v intervalu průtoku 0 až 336,5 l·s⁻¹. V tomto měřeném rozsahu je hodnota maximální chyby 5,17 %. V případě přepočtu otáček 1750/1500 je dopravní výška proměřena v intervalu průtoku 0 až 389,7 l·s⁻¹. Při tomto naměřeném intervalu průtoku je maximální hodnota procentuální chyby 3,32 %. Obě hodnoty těchto maximálních chyb se nacházejí v závěrném bodě, odpovídají nulovým hodnotám průtoků. Z grafu na Obr. 5.5 lze také zpozorovat rozdíl mezi měřenými a afinními hodnotami v rozsahu cca 0 až 5 %, což jsou hodnoty výrazně nižší než v případě $NPSH_3$ charakteristik (viz. Obr. 5.2 a 5.3). Je tomu proto, že se provedlo měření od tzv. závěrného bodu a je k dispozici větší množství změřených dat.

5.2 Čerpadlo DORD – AA700 – 8,8B – B

Optimální hodnoty tohoto typu čerpadla byly naměřeny při nastavení lopatek $\nu = 6^\circ$. Pro toto úhlové natočení jsou jmenovité parametry dány:

$$Q_{opt} = 433,8 \text{ [l} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$H_{opt} = 9,2 \text{ [m]}$$

$$P_{opt} = 45,8 \text{ [kW]}$$

$$n = 1620 \text{ [min}^{-1}]$$

Tabulka 5.8 Hodnoty $NPSH_3$ v závislosti na průtoku při různých otáčkách rotoru

| Modelové čerpadlo DORD-AA700-8,8B-B | | | | | |
|-------------------------------------|----------|------------------------|----------|------------------------|----------|
| OTÁČKY ROTORU: | | | | | |
| 1620 min ⁻¹ | | 1500 min ⁻¹ | | 1300 min ⁻¹ | |
| Q | $NPSH_3$ | Q | $NPSH_3$ | Q | $NPSH_3$ |
| [l·s ⁻¹] | [m] | [l·s ⁻¹] | [m] | [l·s ⁻¹] | [m] |
| 455,9 | 9,27 | 441,9 | 8,25 | 347,3 | 6 |
| 455,2 | 9,27 | 405,2 | 7,72 | 322,6 | 6,4 |
| 425,8 | 9,38 | 375,4 | 8,35 | 294,6 | 6,75 |
| 400,2 | 10,02 | 353,3 | 8,77 | 259,7 | 7,52 |
| 351,4 | 11,3 | 328,2 | 9,34 | 228,6 | 9,04 |
| 303,7 | 12,58 | 295,6 | 10,12 | 193,5 | 9,26 |
| 274,2 | 14,28 | 266,5 | 12,91 | x | x |

U modelového čerpadla s označením DORD-AA700-8,8B-B byla charakteristika $NPSH_3 = NPSH_3(Q)$ změřena při třech různých hodnotách otáček. Pro otáčky 1620 min⁻¹, jež jsou jmenovité, byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 274,2$ až 455,9 l·s⁻¹ a pro 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3 = 14,28$ až 9,27 m. Pro otáčky 1500 min⁻¹ byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 266,5$ až 441,9 l·s⁻¹ a pro 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3 = 12,91$ až 8,25 m. Pro otáčky 1300 min⁻¹ byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 193,5$ až 347,3 l·s⁻¹ a pro 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3 = 9,26$ až 6 m. Z naměřených hodnot v tabulce 5.8 a hodnot vykreslených do grafu na Obr. 5.6 lze pozorovat, že hodnota $NPSH_3$ klesá s rostoucím průtokem Q .

Naměřené hodnoty byly rovněž přepočítány pomocí podobnostních (afinních) zákonů, jež jsou popsány v podkapitole 2.3.2. Výsledné přepočítané hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.9.

Příklad výpočtu pro první řádek tabulky 5.9:

Přepočet průtoku z 1620 min⁻¹ na 1500 min⁻¹:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (5.9)$$

$$Q' = \frac{Q}{\left(\frac{n}{n'}\right)} = \frac{455,9}{\frac{1620}{1500}} = 422,13 \text{ [l·s}^{-1}\text{]}$$

Přepočítání $NPSH_3$ z 1620 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

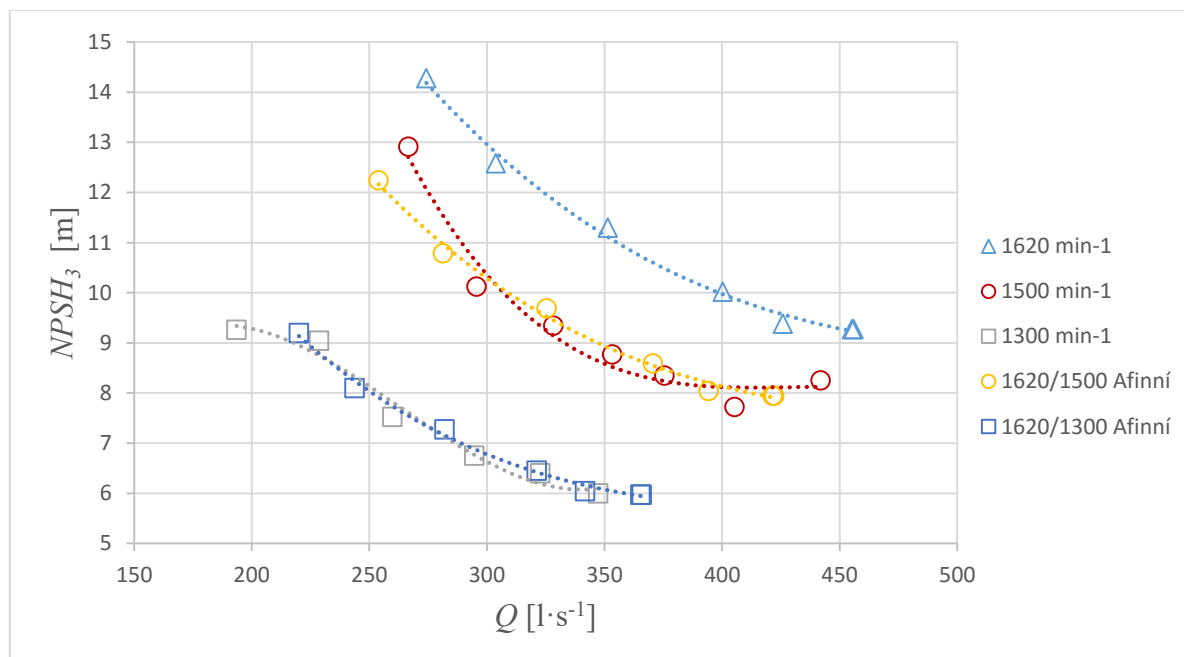
$$\frac{NPSH_3}{NPSH_3'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (5.10)$$

$$NPSH_3' = \frac{NPSH_3}{\left(\frac{n}{n'} \right)^2} = \frac{9,27}{\left(\frac{1620}{1500} \right)^2} = 7,95 \text{ [m]}$$

Tabulka 5.9 Přepočítané hodnoty $NPSH_3$ v závislosti na průtoku při různých otáčkách

| 1620/1500 | | 1620/1300 | |
|----------------------------------|--------------|----------------------------------|--------------|
| Q' | $NPSH_3'$ | Q' | $NPSH_3'$ |
| $[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ | $[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ |
| 422,13 | 7,95 | 365,85 | 5,97 |
| 421,48 | 7,95 | 365,28 | 5,97 |
| 394,26 | 8,04 | 341,69 | 6,04 |
| 370,56 | 8,59 | 321,15 | 6,45 |
| 325,37 | 9,69 | 281,99 | 7,28 |
| 281,2 | 10,79 | 243,71 | 8,1 |
| 253,89 | 12,24 | 220,04 | 9,2 |

Do grafu na Obr. 5.6 jsou společně zakresleny naměřené a přepočítané hodnoty. Tyto hodnoty jsou proloženy polynomickou funkcí třetího řádu. Průběh naměřených a přepočítaných hodnot zde není rovněž ideálně totožný. Proto se zde pro přehlednost provedl výpočet procentuální chyby.



Obr. 5.6 Graf závislosti hodnoty $NPSH_3$ na průtoku při různých otáčkách

Při určení procentuální chyby se postupovalo obdobně jako u předchozího čerpadla (v podkapitole 5.1). Pro přesnost výsledných chyb je nutné zadat do regresních rovnic větší počet desetinných míst u jednotlivých čísel. Zde se zadalo číslo o velikosti 12 desetinných míst.

- Regresní rovnice pro 1620 min⁻¹:

$$y = -0,000000196851 \cdot x^3 + 0,000332757372 \cdot x^2 - 0,189921134082 \cdot x + 45,302502403787; R^2 = 0,994138610216$$

- Regresní rovnice pro 1500 min⁻¹:

$$y = -0,000001144430 \cdot x^3 + 0,001464452810 \cdot x^2 - 0,624080962445 \cdot x + 96,683775973231; R^2 = 0,969651536728$$

- Regresní rovnice pro 1620/1500 min⁻¹:

$$y = -0,000000212599 \cdot x^3 + 0,000332757372 \cdot x^2 - 0,175852901928 \cdot x + 38,839593967574; R^2 = 0,994138610217$$

- Regresní rovnice pro 1620/1300 min⁻¹:

$$y = -0,000000245306 \cdot x^3 + 0,000332757372 \cdot x^2 - 0,152405848338 \cdot x + 29,172850580091; R^2 = 0,994138610213$$

- Regresní rovnice pro 1300 min⁻¹:

$$y = 0,000001789397 \cdot x^3 - 0,001412530753 \cdot x^2 + 0,339731504967 \cdot x - 16,476002776169; R^2 = 0,974916424142$$

Tabulka 5.10 Hodnoty při přepočtu různých otáček

| 1620/1500 | | | | | 1620/1300 | | | | |
|----------------------|------------------|------------------|---------|-----------|----------------------|------------------|------------------|---------|-----------|
| Q | $NPSH_{3měřená}$ | $NPSH_{3afinní}$ | $Chyba$ | Q_{rel} | Q | $NPSH_{3měřená}$ | $NPSH_{3afinní}$ | $Chyba$ | Q_{rel} |
| [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [%] | [1] | [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [%] | [1] |
| 250 | 14,31 | 12,35 | -13,68 | 0,58 | 200 | 9,28 | 10,04 | 8,14 | 0,46 |
| 275 | 12,01 | 11,22 | -6,55 | 0,63 | 225 | 8,84 | 8,93 | 1,09 | 0,52 |
| 300 | 10,36 | 10,29 | -0,67 | 0,69 | 250 | 8,13 | 8,04 | -1,2 | 0,58 |
| 325 | 9,25 | 9,54 | 3,05 | 0,75 | 275 | 7,34 | 7,32 | -0,23 | 0,63 |
| 350 | 8,58 | 8,94 | 4,14 | 0,81 | 300 | 6,63 | 6,78 | 2,21 | 0,69 |
| 375 | 8,24 | 8,48 | 2,87 | 0,86 | 325 | 6,16 | 6,37 | 3,29 | 0,75 |
| 400 | 8,12 | 8,13 | 0,16 | 0,92 | 350 | 6,12 | 6,08 | -0,64 | 0,81 |
| 425 | 8,11 | 7,89 | -2,8 | 0,98 | | | | | |
| 450 | 8,11 | 7,72 | -4,89 | 1,04 | | | | | |

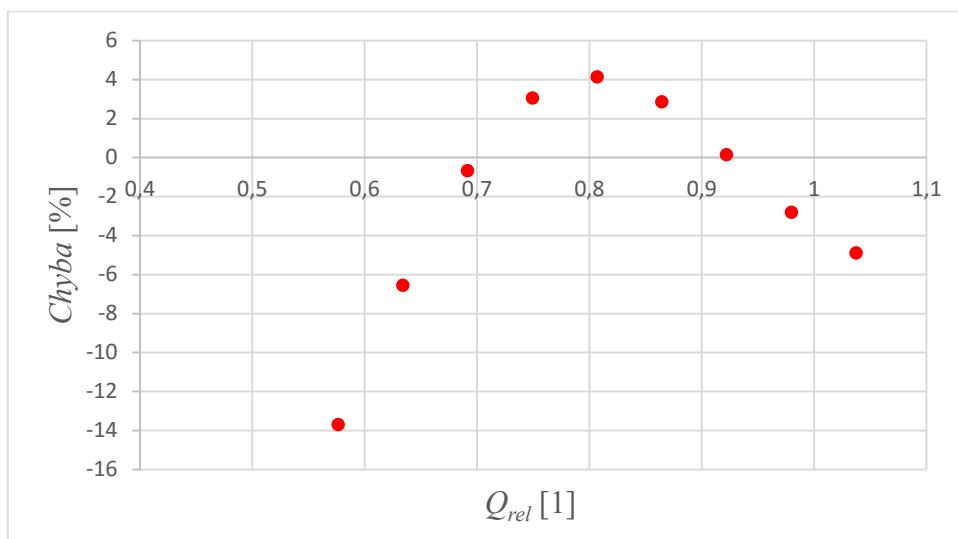
Příklad výpočtu pro první řádek tabulky 5.10 (1620/1500):

Výpočet poměrného průtoku:

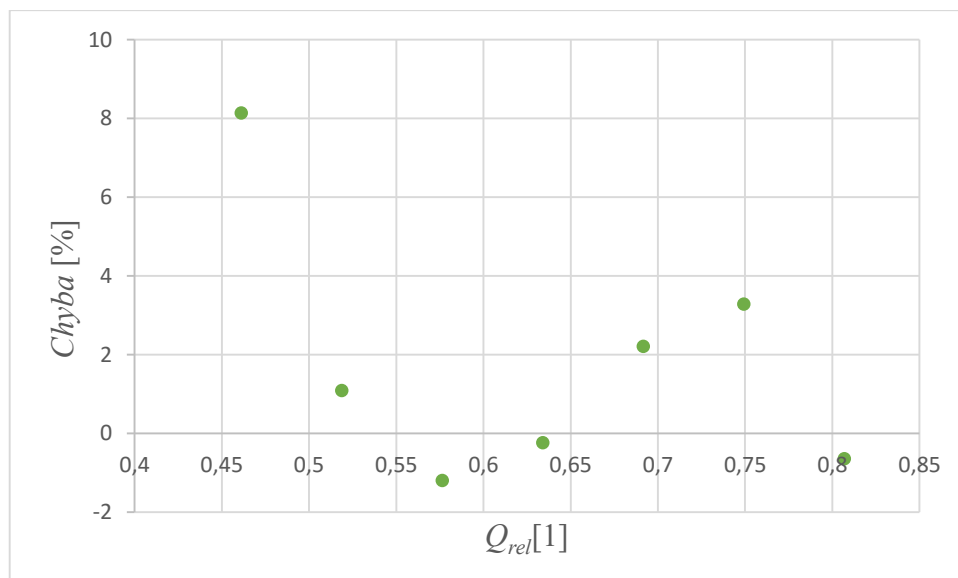
$$Q_{rel} = \frac{Q}{Q_{opt}} = \frac{250}{433,8} = 0,58 [1] \quad (5.11)$$

Výpočet procentuální chyby:

$$Chyba = \left(\frac{NPSH_{3afinni}}{NPSH_{3měřen}} \cdot 100 \right) - 100 = \left(\frac{12,35}{14,31} \cdot 100 \right) - 100 = 13,68 [\%] \quad (5.12)$$



Obr. 5.7 Procentuální chyba v závislosti na poměrném průtoku při přepočtu otáček 1620/1500



Obr. 5.8 Procentuální chyba v závislosti na poměrném průtoku při přepočtu otáček 1620/1300

Z grafu na Obr. 5.7 lze pozorovat maximální hodnotu chyby -13,68 % při poměrném průtoku 0,58 odpovídající přepočtu otáček 1620/1500. Opět zde je důsledkem to, že charakteristika $NPSH_3$ v závislosti na průtoku je změřena v rozsah průtoku 266,5 – 441,9 l·s⁻¹. Tato maximální chyba při poměrném průtoku odpovídá hodnotě průtoku 250 l·s⁻¹, což je rovněž mimo změřený rozsah. Hodnota $NPSH_3$ měřená a afinní byla pro tento průtok (250 l·s⁻¹) dopočítána pomocí regresní funkce, proto tato chyba nabývá tak vysoké číselné hodnoty. Maximální hodnota chyby v měřeném rozsahu průtoku (266,5 až 441,9 l·s⁻¹) je 6,55 %. V případě přepočtu otáček 1620/1300 nabývá maximální hodnota chyby 8,14 % pro dané rozmezí naměřeného průtoku (193,5 až 347,3 l·s⁻¹).

Dále byly pro tento typ čerpadla naměřeny při různých otáčkách rotoru hodnoty dopravní výšky H a průtoku Q . Tyto hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.11.

Tabulka 5.11 Hodnoty dopravní výšky v závislosti na průtoku při různých otáčkách rotoru

| Modelové čerpadlo DORD-AA700-8,8B-B | | | | | |
|--|-----------------------|------------------------------|-----------------------|------------------------------|-----------------------|
| OTÁČKY ROTORU: | | | | | |
| 1620 min⁻¹ | | 1500 min⁻¹ | | 1300 min⁻¹ | |
| Q | H | Q | H | Q | H |
| [l·s⁻¹] | [m] | [l·s⁻¹] | [m] | [l·s⁻¹] | [m] |
| 269,9 | 14,76 | 249,9 | 12,75 | 206,1 | 9,67 |
| 280,6 | 14,62 | 262 | 12,48 | 217,6 | 9,56 |
| 306,2 | 13,96 | 285,6 | 11,82 | 239,8 | 9,01 |
| 318,3 | 13,53 | 301,1 | 11,32 | 263,5 | 8,43 |
| 343,3 | 12,7 | 322,3 | 10,68 | 278,6 | 8,01 |
| 360,2 | 12,11 | 340,8 | 10,06 | 298,2 | 7,41 |
| 400,5 | 10,67 | 359 | 9,43 | 317,7 | 6,91 |
| 414,4 | 10,09 | 406,6 | 7,66 | 340,3 | 6,13 |
| 459,4 | 7,92 | 424,5 | 6,81 | 362,2 | 5,33 |
| 482,5 | 6,56 | 446,1 | 5,64 | 384,7 | 4,35 |

Charakteristika $H = H(Q)$ byla změřena při 1620, 1500 a 1300 min⁻¹. Pro otáčky 1620 min⁻¹, jež jsou jmenovité, byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 269,9$ až 482,5 l·s⁻¹ a v rozsahu dopravní výšky $H = 14,76$ až 6,56 m. Pro otáčky 1500 min⁻¹ byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 249,9$ až 446,1 l·s⁻¹ a v rozsahu dopravní výšky $H = 12,75$ až 5,64 m. Pro otáčky 1300 min⁻¹ byla charakteristika proměřena v rozsahu průtoku $Q = 206,1$ až 384,7 l·s⁻¹ a v rozsahu dopravní výšky $H = 9,67$ až 4,35 m. Měření zde tedy nebylo realizováno od závěrného bodu, tak jako u předchozího typu čerpadla. Z naměřených hodnot v tabulce 5.11 a hodnot vykreslených do grafu na Obr. 5.9 lze pozorovat,

že maximální hodnota dopravní výšky H odpovídá nejmenší hodnotě průtoku Q . Dále je patrné, že hodnota dopravní výška H klesá s rostoucím průtokem Q .

Naměřené hodnoty se rovněž přepočítaly pomocí podobnostních (afinních) zákonů, jež jsou popsány v podkapitole 2.3.2. Výsledné přepočítané hodnoty jsou pak uvedeny v tabulce 5.12.

Příklad výpočtu pro první řádek tabulky 5.12:

Přepočet průtoku z 1620 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (5.13)$$

$$Q' = \frac{Q}{\left(\frac{n}{n'}\right)} = \frac{269,9}{\frac{1620}{1500}} = 249,91 [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Přepočet dopravní výšky z 1620 min^{-1} na 1500 min^{-1} :

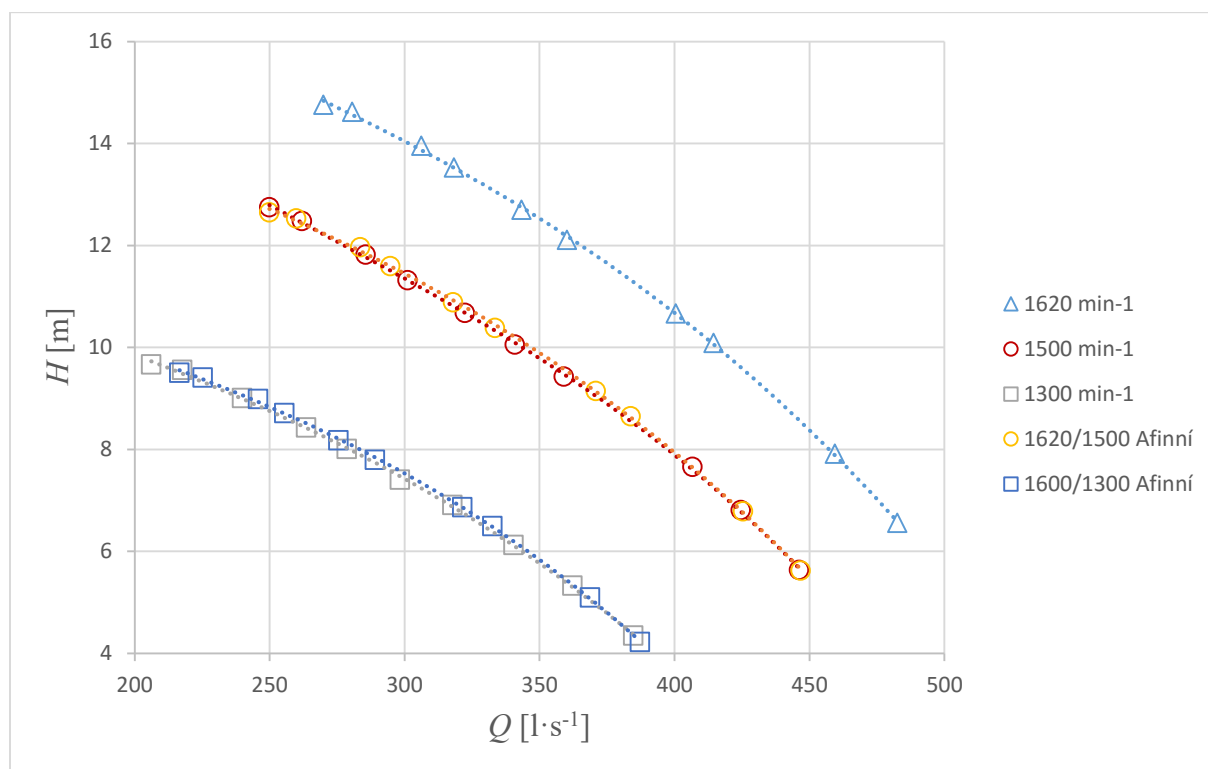
$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (5.14)$$

$$H' = \frac{H}{\left(\frac{n}{n'}\right)^2} = \frac{14,76}{\left(\frac{1620}{1500}\right)^2} = 12,65 [\text{m}]$$

Tabulka 5.12 Přepočítané hodnoty dopravní výšky v závislosti na průtoku při různých otáčkách rotoru

| 1620/1500 | | 1620/1300 | |
|----------------------------------|--------------|----------------------------------|--------------|
| Q' | H' | Q' | H' |
| $[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ | $[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$ | $[\text{m}]$ |
| 249,91 | 12,65 | 216,59 | 9,5 |
| 259,81 | 12,53 | 225,17 | 9,41 |
| 283,52 | 11,97 | 245,72 | 8,99 |
| 294,72 | 11,6 | 255,43 | 8,71 |
| 317,87 | 10,89 | 275,49 | 8,18 |
| 333,52 | 10,38 | 289,05 | 7,8 |
| 370,83 | 9,15 | 321,39 | 6,87 |
| 383,7 | 8,65 | 332,54 | 6,5 |
| 425,37 | 6,79 | 368,65 | 5,1 |
| 446,76 | 5,62 | 387,19 | 4,22 |

Naměřené a přepočítané hodnoty jsou rovněž společně zakresleny do grafu na Obr. 5.9 a proloženy polynomickou funkcí třetího řádu. Z průběhu naměřených a přepočítaných hodnot lze pozorovat rovněž větší přesnost než u hodnot $NPSH_3$. I zde se pro přehlednost provedl výpočet procentuální chyby.



Obr. 5.9 Graf závislosti hodnoty dopravní výšky na průtoku při různých otáčkách

Při výpočtu procentuální chyby se postupovalo obdobně jako u předchozího čerpadla (v podkapitole 5.1). Pro přesnost výsledných chyb je nutné zadat do regresních rovnic větší počet desetinných míst jednotlivých čísel. Zde se zadalo číslo o velikosti 12 desetinných míst.

- Regresní rovnice pro 1620 min⁻¹:

$$y = -0,000000145152 \cdot x^3 + 0,000084642324 \cdot x^2 - 0,039212863086 \cdot x + 22,108793875417; R^2 = 0,999611536443$$

- Regresní rovnice pro 1620/1500 min⁻¹:

$$y = -0,000000278277 \cdot x^3 + 0,000226074878 \cdot x^2 - 0,089863513648 \cdot x + 25,477179131835; R^2 = 0,999744324265$$

- Regresní rovnice pro 1500 min⁻¹:

$$y = -0,000000156764 \cdot x^3 + 0,000084642324 \cdot x^2 - 0,036308206561 \cdot x + 18,954727259444; R^2 = 0,999611536443$$

- Regresní rovnice pro 1620/1300 min⁻¹:

$$y = -0,000000180882 \cdot x^3 + 0,000084642324 \cdot x^2 - 0,031467112353 \cdot x + 14,237106252636; R^2 = 0,999611536443$$

- Regresní rovnice pro 1300 min⁻¹:

$$y = -0,000000125818 \cdot x^3 + 0,000047866767 \cdot x^2 - 0,024333078028 \cdot x + 13,812807946561; R^2 = 0,999442302486$$

Tabulka 5.13 Hodnoty při přepočtu různých otáček rotoru

| 1620/1500 | | | | | 1620/1300 | | | | |
|----------------------|---------------------|---------------------|----------------|------------------------------|----------------------|---------------------|---------------------|----------------|------------------------------|
| \underline{Q} | $H_{\text{měřená}}$ | $H_{\text{afinní}}$ | Chyba | $\underline{Q}_{\text{rel}}$ | \underline{Q} | $H_{\text{měřená}}$ | $H_{\text{afinní}}$ | Chyba | $\underline{Q}_{\text{rel}}$ |
| [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [%] | [1] | [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [%] | [1] |
| 250 | 12,79 | 12,72 | -0,58 | 0,58 | 250 | 8,76 | 8,83 | 0,9 | 0,58 |
| 275 | 12,07 | 12,11 | 0,3 | 0,63 | 275 | 8,12 | 8,22 | 1,21 | 0,63 |
| 300 | 11,35 | 11,45 | 0,85 | 0,69 | 300 | 7,42 | 7,53 | 1,44 | 0,69 |
| 325 | 10,6 | 10,71 | 1,09 | 0,75 | 325 | 6,64 | 6,74 | 1,5 | 0,75 |
| 350 | 9,79 | 9,89 | 1,09 | 0,81 | 350 | 5,77 | 5,84 | 1,24 | 0,81 |
| 375 | 8,9 | 8,98 | 0,9 | 0,86 | 375 | 4,78 | 4,8 | 0,35 | 0,86 |
| 400 | 7,89 | 7,94 | 0,6 | 0,92 | 400 | 3,69 | 3,62 | -1,88 | 0,92 |
| 425 | 6,76 | 6,78 | 0,3 | 0,98 | | | | | |
| 450 | 5,46 | 5,47 | 0,19 | 1,04 | | | | | |

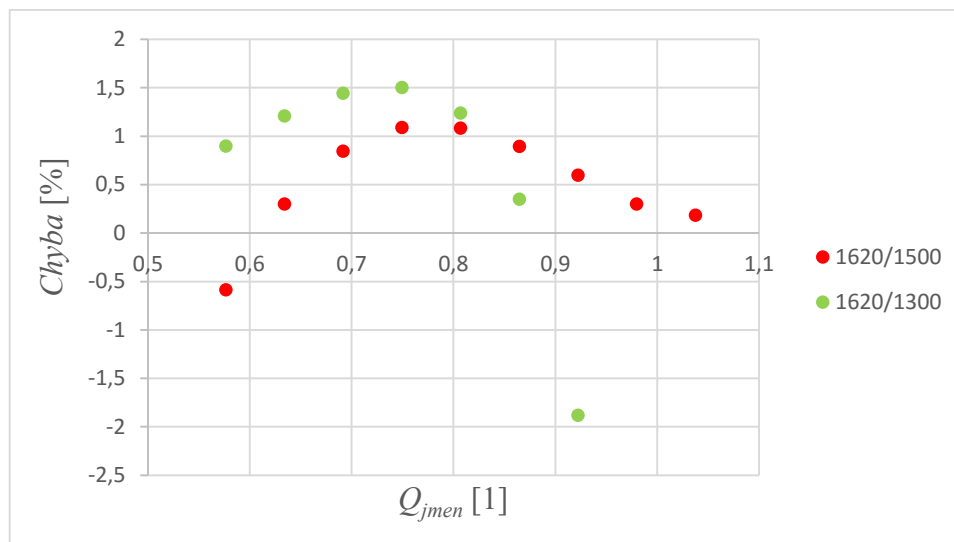
Příklad výpočtu pro druhý řádek tabulky 5.13:

Výpočet poměrného průtoku:

$$\underline{Q}_{\text{rel}} = \frac{\underline{Q}}{\underline{Q}_{\text{opt}}} = \frac{250}{433,8} = 0,58 [1] \quad (5.15)$$

Výpočet procentuální chyby:

$$\text{Chyba} = \left(\frac{H_{\text{afinní}}}{H_{\text{měřená}}} \cdot 100 \right) - 100 = \left(\frac{12,72}{12,79} \cdot 100 \right) - 100 = -0,58 [\%] \quad (5.16)$$



Obr. 5.10 Procentuální chyba v závislosti na relativním průtoku při různých otáčkách rotoru

V grafu na Obr. 5.10 je hodnota maximální chyby při poměrném průtoku 0,922 a při přepočtu otáček 1620/1300 rovna -1,88 %. Zde je charakteristika pro průtok $400 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ rovněž dopočítána pomocí regresní funkce. Hodnota spolehlivosti (R) v grafu na Obr. 5.9 vychází ve větší přesnosti než v grafu na Obr. 5.6. Tato hodnota spolehlivosti výrazně ovlivňuje přesnost dopočítané chyby mimo měřený rozsah průtoků. V případě měřeného rozsahu průtoku ($216,59$ až $387,19 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$) je hodnota maximální chyby 1,44 %. Při přepočtu otáček 1620/1500 je pak hodnot maximální chyby pro měřený interval průtoku ($249,9$ až $446,1 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$) rovna 1,09 %.

Jak již bylo zmíněno výše, tak mezi jednotlivými chybami nelze pozorovat určitou závislost. Z jednotlivých průběhů je však patrné to, že se snižujícími se otáčkami velikost procentuální chyby narůstá.

6. Numerický výpočet proudění v čerpadle DORD – AA550 – B13 – B

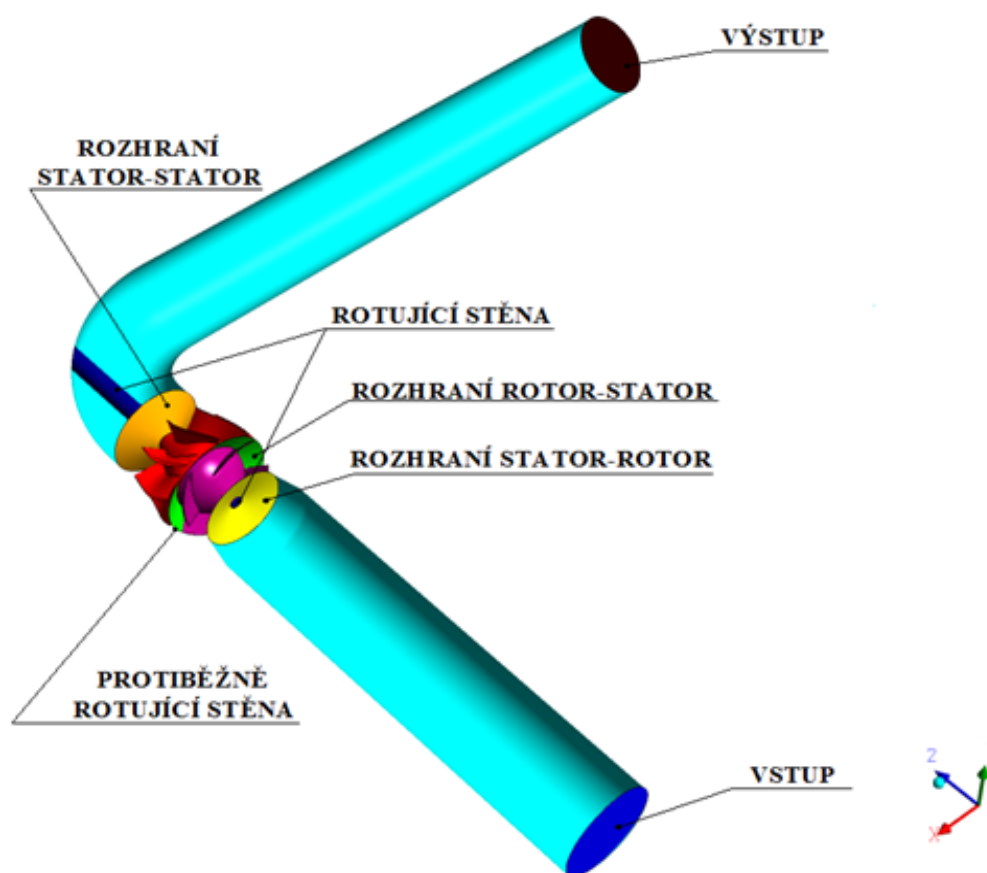
6.1 Geometrie a výpočetní síť

Pro realizaci numerického výpočtu a vytvoření strhvací křivky byla od firmy Sigma Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o. poskytnuta předem vysítovaná geometrie modelového diagonálního čerpadla s axiálním rozváděčem s označením DORD – AA550 – B13 – B.

Geometrie vstupního a výstupního úseku modelového čerpadla je tvořena: sacím potrubím, konfuzorem sacího potrubí, výstupním potrubím a prodloužením za kolenem. Rozměry těchto částí jsou uvedeny v tabulce 6.1. Samotné čerpadlo je tvořeno oběžným kolem, které je opatřeno čtyřmi lopatkami a axiálním rozváděčem s devíti lopatkami.

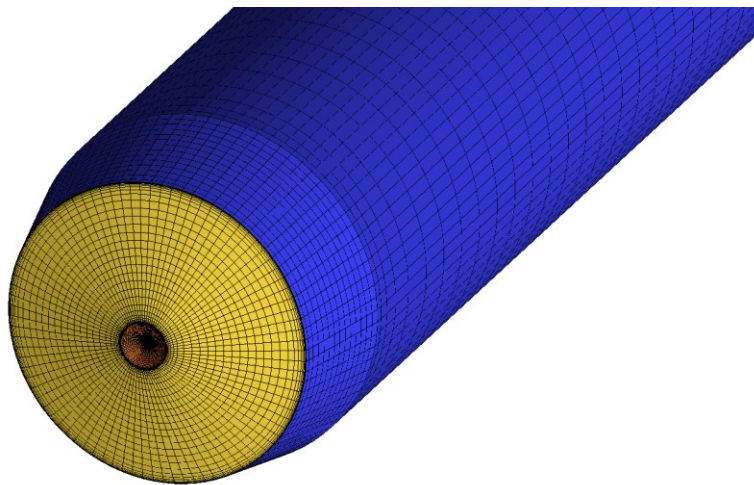
Tabulka 6.1 Rozměry vstupního a výstupního úseku potrubí

| | Délka l [mm] | Vnitřní průměr d [mm] |
|---------------------------|----------------|-------------------------|
| Sací potrubí | 1400 | 308 |
| Konfuzor sacího potrubí | 100 | 266 |
| Koleno výtlačného potrubí | 400 | 300 |
| Prodloužení za kolenem | 2000 | 300 |



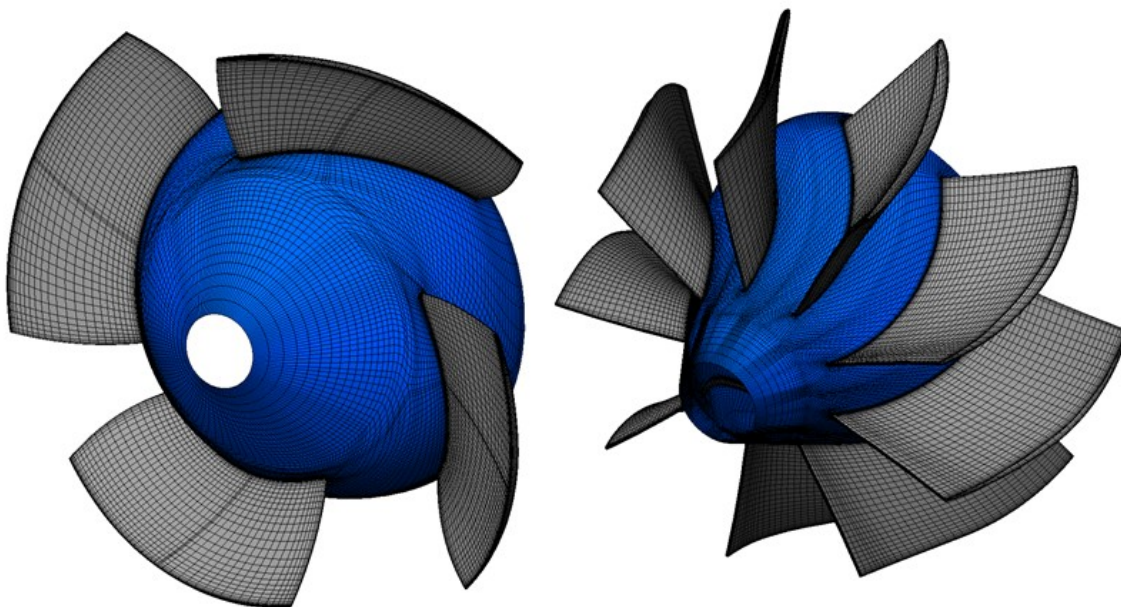
Obr. 6.1 Jednotlivé oblasti modelového čerpadla

Výpočetní síť sacího potrubí, která je vyobrazena na obr. 6.2 byla vytvořena v softwaru ANSYS ICEM CFD 16.1. Jedná se o strukturovanou výpočetní síť vytvořenou na tzv. víceblokové struktuře s využitím nástrojů ANSYS ICEM CFD 16.1 hexa.



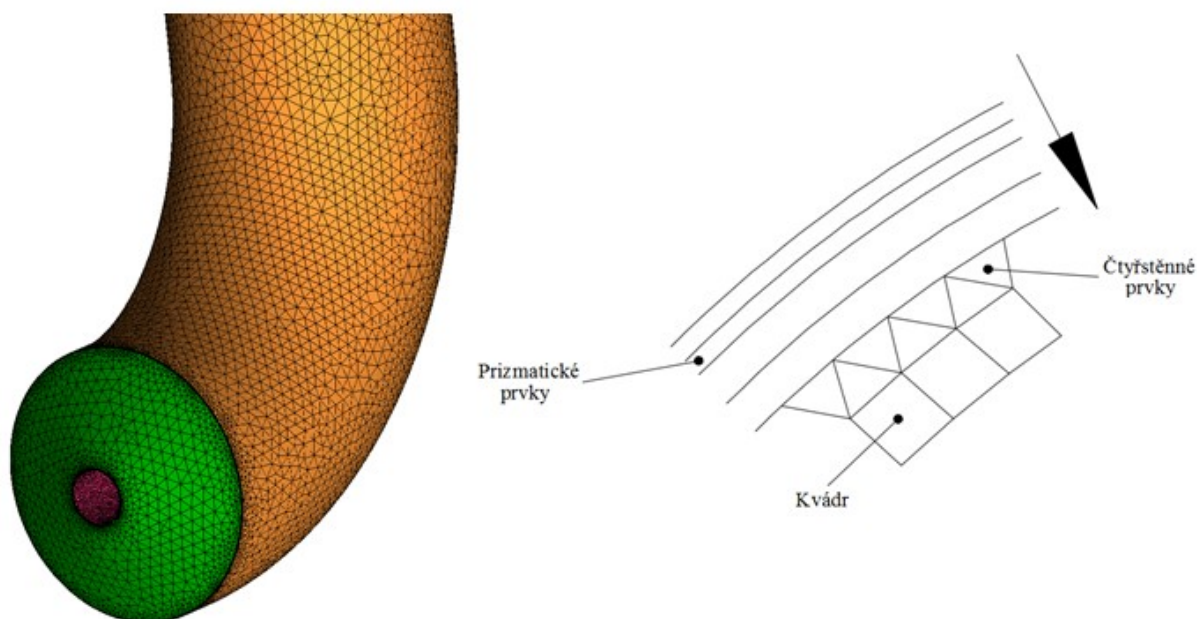
Obr. 6.2 Výpočetní síť sacího potrubí

Strukturovaná výpočetní síť oběžného kola a axiálního rozváděče byla zhotovena v softwaru ANSYS TurboGrid 16.1.



Obr. 6.3 Výpočetní síť oběžného kola (vlevo) a axiálního rozváděče (vpravo)

Výpočetní síť výstupního kolene je hybridní (obr. 6.4). Jedná se o nestrukturovanou síť tvořenou tetra prvky s aplikací mezní vrstvy kolem stěny kolene a výstupního hřídele tvořeného prizmatickými elementy. Pro snížení počtu buněk sítě bylo jádro výpočetní sítě opatřeno strukturovanou sítí s využitím nástroje hexa core. Celá výpočtová oblast je pak složena z 1 603 559 uzlů (1 852 349 buněk).



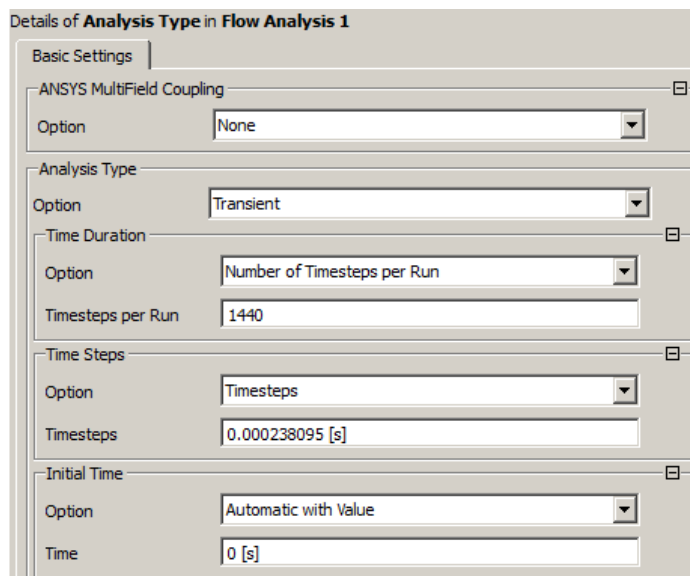
Obr. 6.4 Kombinovaná výpočetní síť kolene

Vysíťovaná geometrie byla následně naimportována do programu ANSYS CFX 16.2. Samotný program CFX sestává ze tří základních komponent [12]:

- CFX-Pre – preprocessor, jenž slouží k nadefinování materiálu, okrajových podmínek, laminárního nebo turbulentního modelu proudění, aj.
- CFX-Solver – řešič, který slouží pro provedení výpočtu.
- CFX-Post – postprocessor, který slouží pro vyhodnocení výsledku simulace.

6.2 Nadefinování podmínek v CFX-Pre

Celý výpočet s výjimkou prvního výpočtu (při vstupním tlaku 1000 kPa) byl realizován jako plně nestacionární úloha. První výpočet byl proveden jako stacionární (Steady State Analyse) bez uvažování kavitace. Tento výpočet slouží k získání rychlostního a tlakového pole v prostoru výpočtové oblasti. Obecně se tedy provedly dva výpočty při vstupním tlaku 1000 kPa. Jeden byl řešen jako stacionární bez uvažování kavitace a na tento výsledek poté navazoval druhý výpočet jako plně transientní, kavitační analýza proudění.



Obr. 6.5 Nastavení nestacionárního výpočtu

Časový krok byl volen podle počtu lopatek na oběžném kole a na rozváděči a na rozsah pootočení v rozmezí $2^\circ - 3^\circ$. Jak již bylo zmíněno výše, tak oběžné kolo je tvořeno 4 lopatkami a rozváděč 9 lopatkami ($4 \cdot 9 = 36$).

$$i = 36 \cdot 4 = 144 [1] \quad (6.1)$$

$$\gamma = \frac{360}{144} = 2,5 [^\circ] \quad (6.2)$$

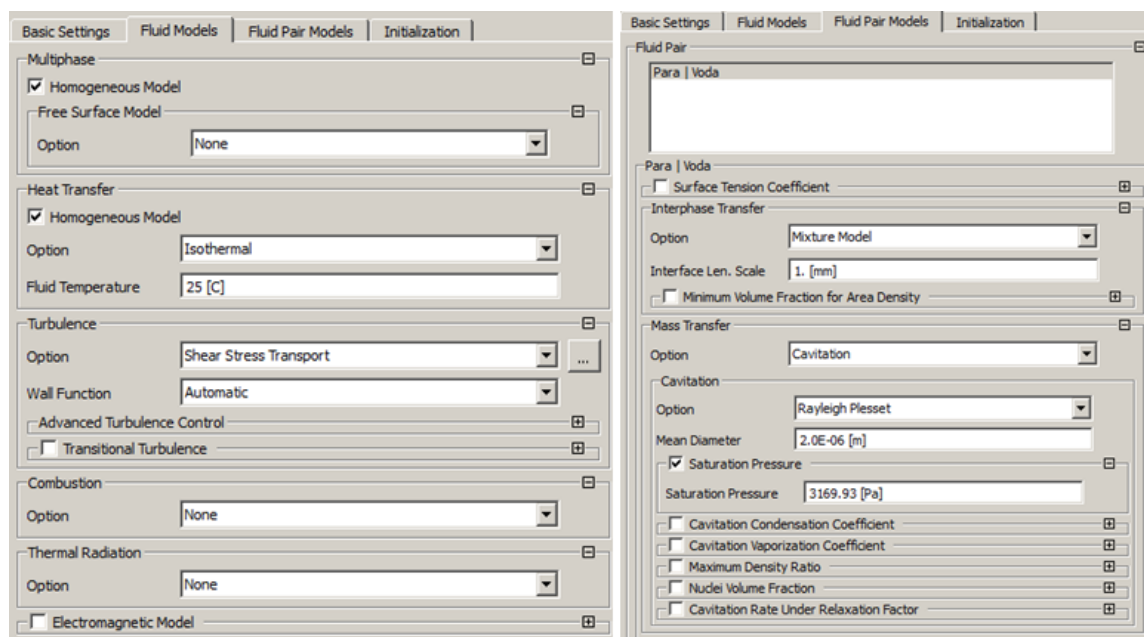
Za jeden časový krok se oběžné kolo tedy pootočí o $\gamma = 2,5^\circ$ (což je v rozmezí doporučeného intervalu $2^\circ - 3^\circ$) a jsou provedeny tři vnitřní iterace. Zvolený časový krok je pak stanoven:

$$\Delta t = \frac{1}{i \cdot n} = \frac{1 \cdot 60}{144 \cdot 1750} = 0,000238095 [s], \quad (6.3)$$

kde: i je počet časových kroků na jednu otáčku oběžného kola, $n [\text{min}^{-1}]$ jsou otáčky rotoru čerpadla. Pro numerickou analýzu byly uvažovány nejvyšší otáčky, které byly nastavené při měření na modelovém čerpadle ($n = 1750 \text{ min}^{-1}$).

Na obr. 6.5 je zadán počet časových kroků roven 1440, což znamená, že se oběžné kolo otočí 10 krát. Touto hodnotou se také omezuje délka výpočtu v CFX-Solveru. Tedy po desátém pootočení oběžného kola došlo k automatickému ukončení výpočtu. Hodnota 1440 se nastavovala pouze u větších vstupních tlaků (1000, 750, 600, 500 kPa), u nichž docházelo k ustálení výpočtu kolem šestého až desátého pootočení oběžného kola. U nižších tlaků na vstupu se pak počítalo i s hodnotou 4320, což je trojnásobek původní hodnoty.

Vzhledem k charakteristickému proudění v samotném čerpadle byl pro popis turbulentního proudění uplatněn SST model. Vybraný SST model (Shear Stress Transport) je odvozen z dvourovnicového turbulentního $k-\omega$ modelu. Kombinuje původní Wilcox $k-\omega$ model pro použití u stěn a standardní $k-\varepsilon$ model od stěn pomocí funkce prolnutí. Neumožňuje zahrnout stlačitelnost. [13], [17] Tento model byl vybrán z toho důvodu, že je vhodný pro proudění v geometriích s rotujícími částmi.



Obr. 6.6 Nastavení turbulentního modelu SST (vlevo) a nastavení kavitačního modelu (vpravo)

K modelování kavitace a kavitačních jevů byl v programu CFX využit Rayleigh-Plessetův model, jenž popisuje vícefázové proudění, konkrétně dvoufázový systém pára+voda s rozpuštěným plynem. Tento kavitační model je odvozen ze zjednodušené Rayleigh-Plessetovy rovnice, kterou lze zapsat v daném tvaru [13]:

$$\frac{DR}{Dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{|p_w - p|}{\rho} \text{sign}(p_w - p)}, \quad (6.4)$$

kde t je čas, ρ je hustota kapaliny, p je statický tlak, p_w je rovnovážný tlak sytých par, R je poloměr v metrech.

Je uvažována jen jedna velikost kavitačních jader, což lze zařadit mezi další zjednodušení daného výpočtu. Bubliny se tedy po expanzi v oblasti nízkého tlaku navrací zpět do své původní velikosti a není uvažován jejich kolaps. Model počítá se dvěma empirickými konstantami, které zahrnují různé časové měřítko odpařování a kondenzace. Jedná se tudíž o dvoufázové proudění. V případě, že tlak poklesne vlivem proudění dopravovaného média (v tomto případě vody) pod

tlak nasycených par, pak dojde ke zrodu kavitačních (parních) bublin. U vody je tlak nasycených par silně závislý na její teplotě. Při řešení CFD (Computational Fluid Dynamics) kavitační analýzy je nutné uvažovat proudění s čistou vodou o konstantní teplotě. V této práci byla uvažována voda o konstantní teplotě 25° C, jejíž fyzikální vlastnosti při této teplotě jsou uvedeny v tabulce 6.2.

Tabulka 6.2 Fyzikální vlastnosti

| | Pára při 25° C | Voda při 25° C | Jednotky |
|--|-------------------------|-----------------------|-----------------------|
| hustota ρ | 0,02308 | 997 | [kg.m ⁻³] |
| tlak nasycených par p_w | 3169,93 | 3169,93 | [Pa] |
| dynamická viskozita η | 9,8626·10 ⁻⁶ | 0,0008899 | [Pa·s] |

Jako typ okrajové podmínky se na vstupní části definoval relativní tlak a na výstupní části hmotnostní průtok. Okrajové podmínky lze také definovat typu hmotnostní průtok na vstupní části a tlak na výstupní části. Avšak jen v případě jednofázové analýzy, u dvoufázové analýzy tato podmínka není možná.

Tabulka 6.3 Okrajové podmínky při vstupním tlaku 1000 kPa a průtoku 331,4 l·s⁻¹

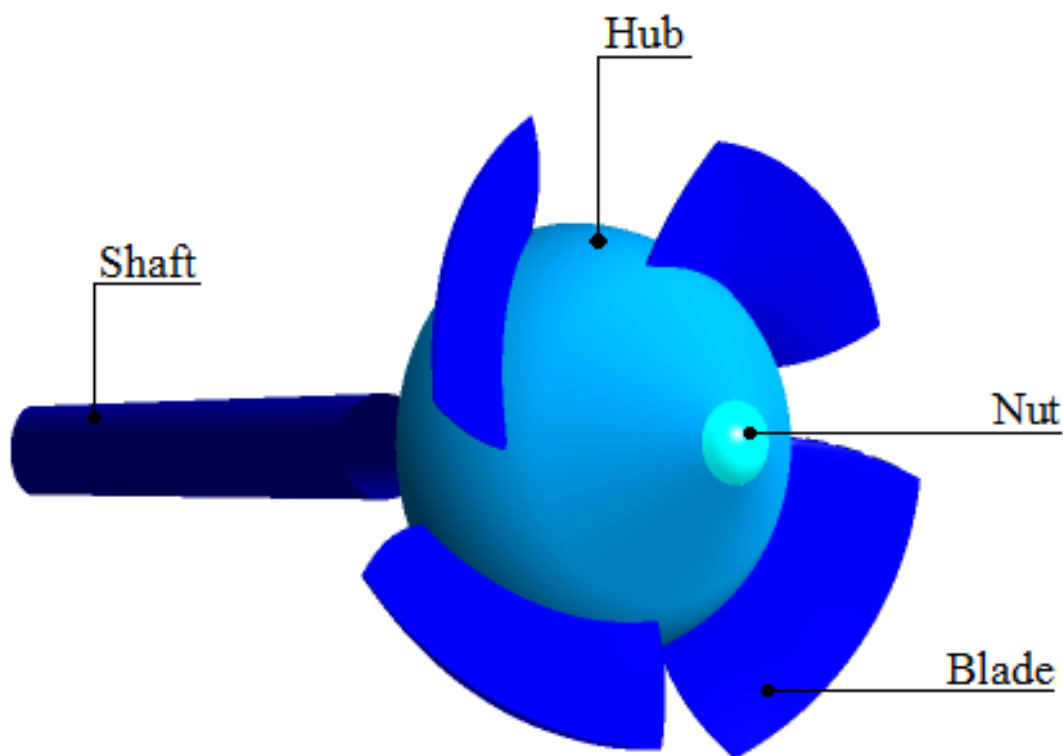
| | Vstup (suction) | Výstup (koleno) | Jednotky |
|--|----------------------------|----------------------------|-----------------------|
| relativní tlak p_{vstup} | 1000 | | [kPa] |
| hmotnostní průtok Q_m | | 330,41 | [kg.s ⁻¹] |
| intenzita turbulence I | 0,05 (5 %) | | [1] |
| objemový zlomek vody | 1 | | [1] |
| objemový zlomek páry | 0 | | [1] |

Hmotnostní průtok se vypočetl z optimální hodnoty objemového průtoku, která je 331,4 l·s⁻¹:

$$Q_m = Q_{opt} \cdot \rho = \frac{331,4}{1000} \cdot 997 = 330,41 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.5)$$

Výpočet se provedl pro tři různé hodnoty objemového průtoku: 310; 331,4 a 346,1 l·s⁻¹. Hodnota relativního tlaku p_{vstup} definovaná na vstupní oblasti se pro každou hodnotu objemového průtoku měnila v následujících intervalech: 1000, 750, 600, 500, 400, 300, 250, 200, 150, 125, 110, 100 kPa, atd. Ze začátku se hodnota vstupního tlaku mění o 250 kPa ale ke konci jen o 5 až 10 kPa (0,5 až 1 m $NPSH_A$). Je to dáno tím, že příliš velký skok $NPSH_A$ ke konci by mohl vést k rychlému stržení parametrů čerpadla.

Před samotným výpočtem se musely nastavit monitorovací plochy, na nichž byly zaznamenávány jednotlivé veličiny (tj. dopravní výška H , příkon P a účinnost η). Sledované parametry byly vyhodnocovány pomocí zadaných funkcí. Jako plochy byly použity vstup (Inlet), výstup (Outlet) a veškeré rotující části na čerpadle, tedy hřídel (Shaft), náboj (Hub), lopatky (Blades) a matice (Nut).



Obr. 6.7 Rotující části modelového čerpadla

Funkční závislosti lze zapsat v následujících tvarech:

- Axiální síla:

$$F_a = F_{z\ NÁBOJ} + F_{z\ MATICE} + F_{z\ LOPATKY} \quad (6.6)$$

- Radiální síla:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (6.7)$$

- Síla v ose x:

$$F_x = F_{x\ NÁBOJ} + F_{x\ MATICE} + F_{x\ LOPATKY} \quad (6.8)$$

- Síla v ose y:

$$F_y = F_{y\ NÁBOJ} + F_{y\ MATICE} + F_{y\ LOPATKY} \quad (6.9)$$

- Moment v ose z:

$$M_z = M_{z\ NÁBOJ} + M_{z\ MATICE} + M_{z\ LOPATKY} + M_{z\ HRÍDEL} \quad (6.10)$$

- Příkon:

$$P = \frac{M_z \cdot 1750 \cdot \pi}{30} \quad (6.11)$$

- Celkový tlak středován přes hmotnostní průtok Q_m :

$$\Delta p = p_{tot\ VÝSTUP} - p_{tot\ VSTUP} \quad (6.12)$$

- Celkový tlak středován přes plochu:

$$\Delta p_1 = p_{tot\ VÝSTUP} - p_{tot\ VSTUP} \quad (6.13)$$

- Dopravní výška:

$$H = \frac{\Delta p}{997 \cdot 9,81} \quad (6.14)$$

- Dopravní výška:

$$H_1 = \frac{\Delta p_1}{997 \cdot 9,81} \quad (6.15)$$

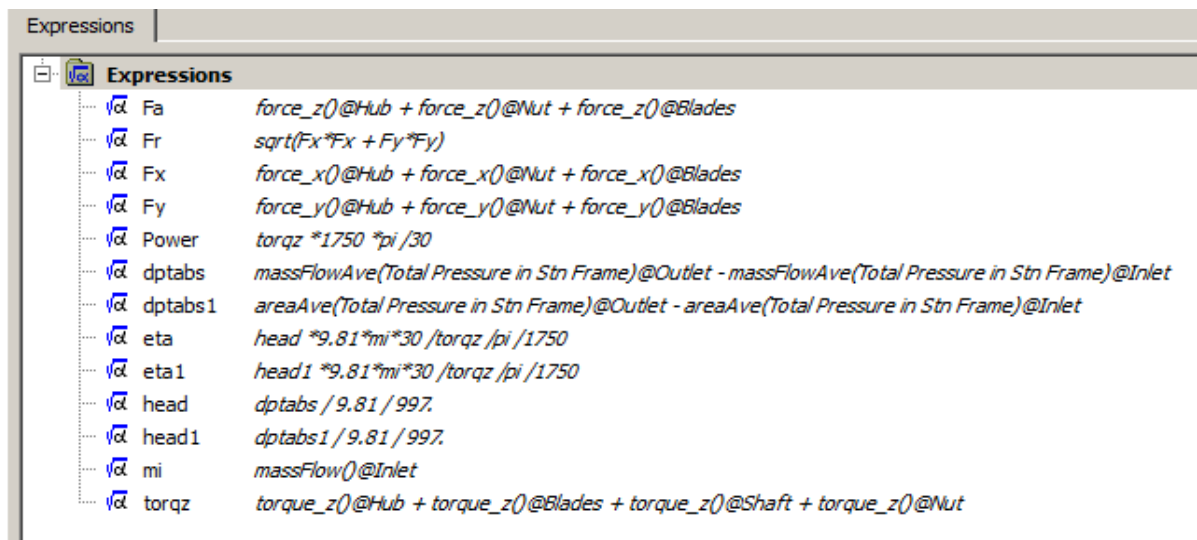
- Účinnost:

$$\eta = \frac{H \cdot 9,81 \cdot Q_{m\ VSTUP} \cdot 30}{1750 \cdot \pi \cdot M_z} \quad (6.16)$$

- Účinnost:

$$\eta_1 = \frac{H_1 \cdot 9,81 \cdot Q_{m\ VSTUP} \cdot 30}{1750 \cdot \pi \cdot M_z} \quad (6.17)$$

Na následujícím obrázku jsou pak tyto rovnice zapsány v textové formě, kterou CFX využívá. Z jednotlivých rovnic lze vyčíst název veličiny, umístění (vstup, výstup a jednotlivé plochy) a typy funkce pro vyčíslení.



Obr. 6.8 Nadefinování jednotlivých funkčních závislostí v CFX-Pre

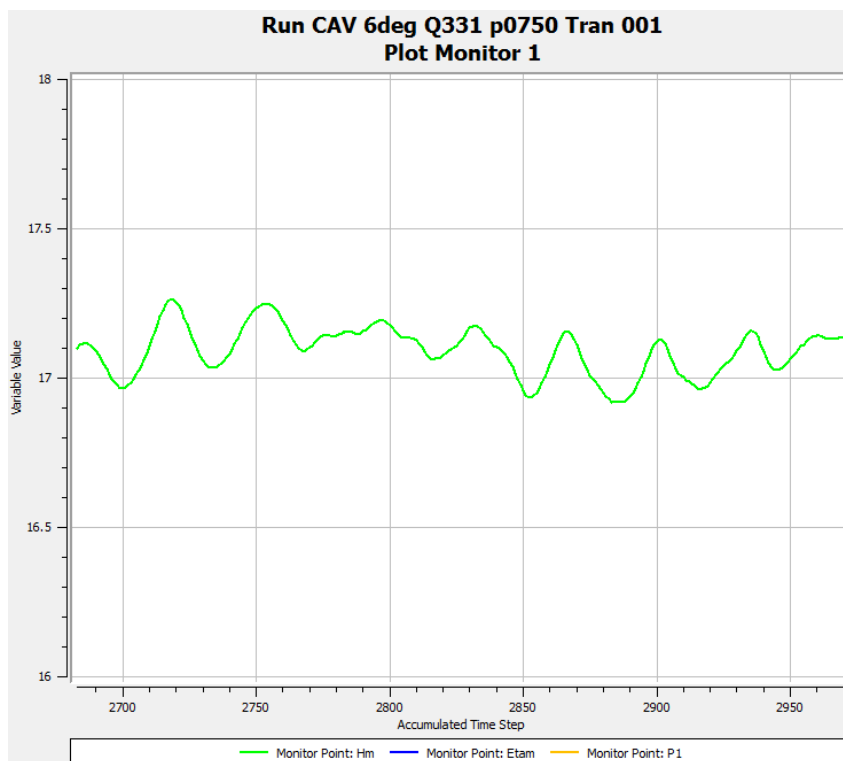
6.3 Průběh výpočtu v CFX-Solver

Samotný výpočet byl proveden v řešiči CFX-Solver. V průběhu výpočtu zde bylo možno sledovat veličiny dopravní výšky H , příkonu P a účinnosti η v daném časovém kroku. Počet časových kroků závisel na zvolené velikosti vstupního tlaku. Jak již bylo zmíněno v předchozí podkapitole, tak pro větší hodnoty vstupního tlaku jsem volil počet časových kroků 1440 a pro menší vstupní tlaky 4320.

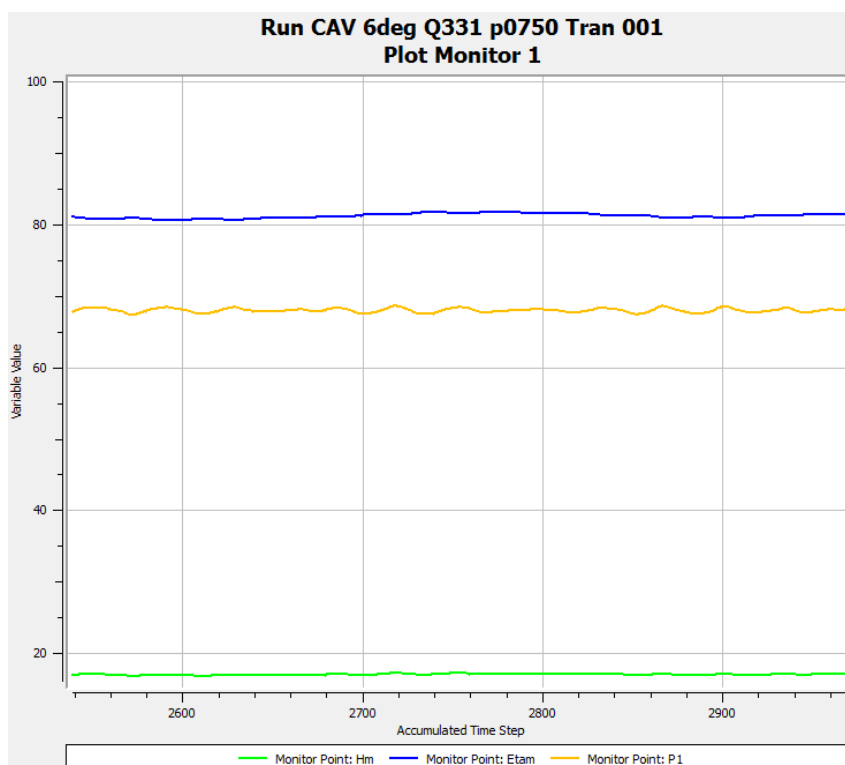
Konvergentní řešení se získalo pouze u prvního výpočtu při vstupním tlaku 1000 kPa (stacionární, bez uvažování kavitace). Ostatní výpočty pak byly manuálně zastaveny v rozsahu, kdy úloha kmitala kolem ustálené hodnoty. Většinou to bylo dvě až tři otáčky oběžného kola při ustáleném kmitání. Při tomto ustáleném kmitání se pak data exportovala do excelu, v němž se z těchto dat vypočetla průměrná hodnota dopravní výšky H , příkonu P a účinnosti η .

Hlavním parametrem, který byl sledován, byla dopravní výška H , ta se v určité chvíli začala snižovat. Jakmile poklesla ustálená hodnota dopravní výšky o 3% pod dopravní výšku téměř bez kavitace (střední hodnota z hodnot dopravní výšky pro vstupní tlaky 1000; 750; 600; 500; 400; 300; 250; 200 kPa), tak se získala hodnota $NPSH_3$. Hodnoty ustálených dopravních výšek se poté využily pro vyhodnocení strhávacích křivek.

Na následujícím obrázku je příklad ustálené hodnoty dopravní výšky při dvou pootočeních, jež odpovídá 288 časovým krokům. Na Obr. 6.10 je pak vyobrazení dopravní výšky, příkonu (žlutá) a účinnosti (modrá) při třech pootočeních (432 časových kroků).



Obr. 6.9 Ustálená hodnota dopravní výšky. Pro vstupní tlak 750 kPa a průtok $331,4 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

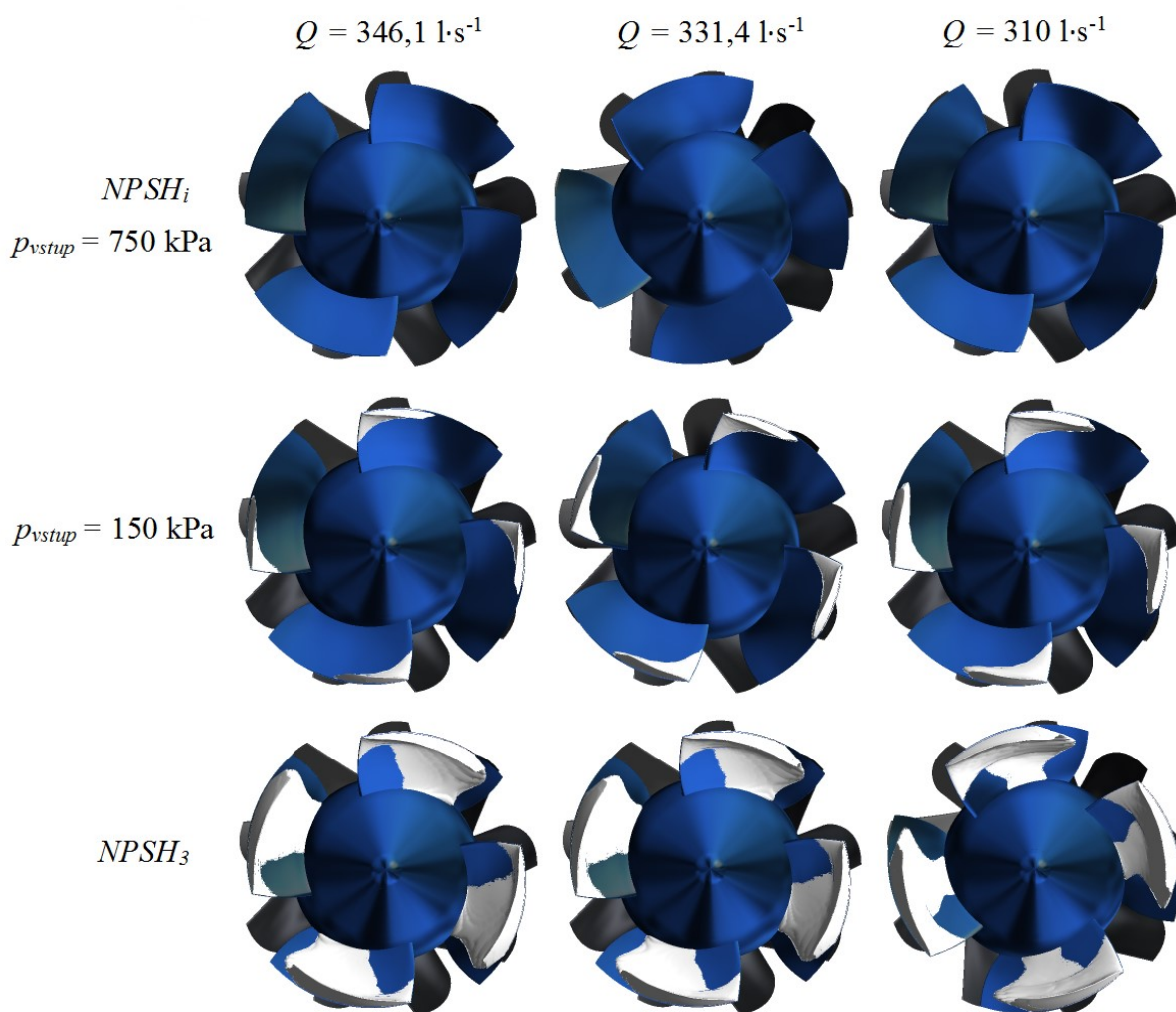


Obr. 6.10 Průběh hodnot dopravní výšky, příkonu a účinnosti v závislosti na časovém kroku. Pro vstupní tlak 750 kPa a průtok $331,4 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

6.4 Vyhodnocení výsledku simulace v CFX-Post

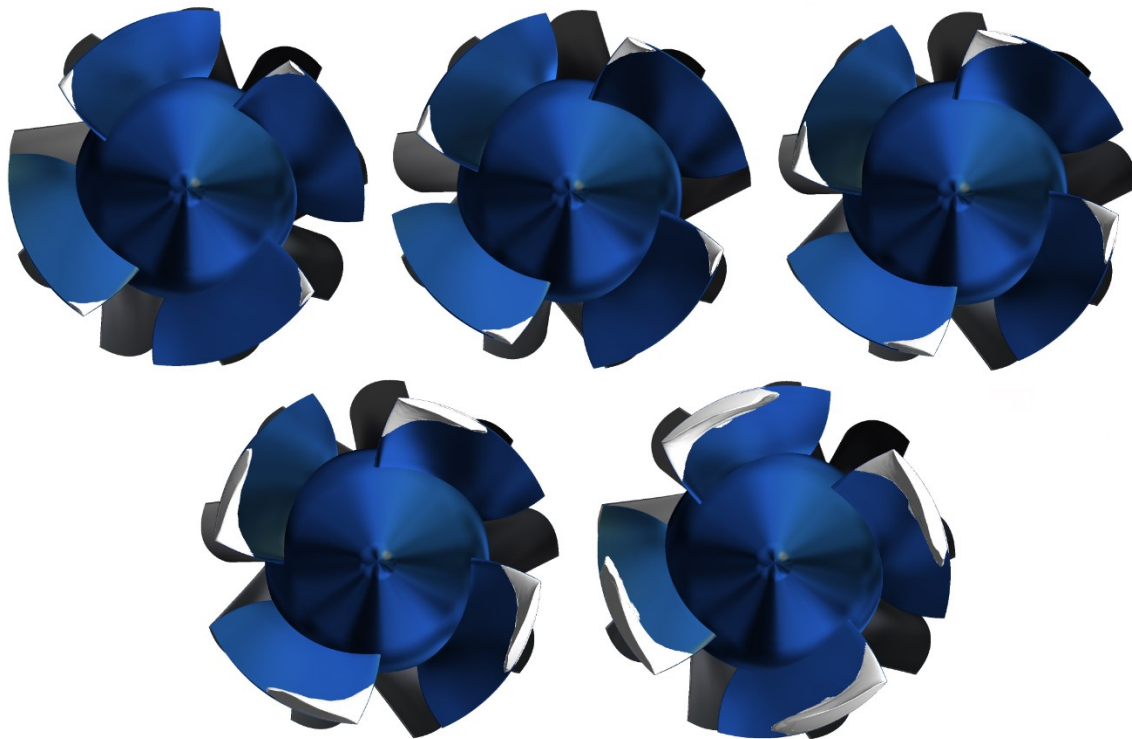
V modulu CFX-Post byly graficky vyhodnoceny výsledky vyřešené úlohy. Tento modul byl automaticky spuštěn po ukončení řešiče CFX-Solver.

Oblast na předních hranách lopatek oběžného kola (Obr. 6.11 horní část) lze označit za počátek kavitace $NPSH_i$. Toto označení platí pouze pro hodnoty průtoků 310 a 331,4 l·s⁻¹. U průtoku 346,1 l·s⁻¹ nelze na tomto obrázku prozatím pozorovat počáteční tvorbu kavity, tuto lze vidět až při vstupním tlaku 600 kPa (viz. Příloha C). Z Obr. 6.11 (prostřední část) lze usoudit, že s klesajícím průtokem roste oblast zasažená kavitací.



Obr. 6.11 Porovnání oblasti parních frakcí (kde objemový zlomek páry dosahuje 10 %) při vstupním tlaku 750 kPa (horní řada), 150 kPa (prostřední řada) a pro různé hodnoty vstupního tlaku (90; 90 a 112 kPa, při kterých docházelo k 3% poklesu dopravní výšky - spodní řada)

Na následujícím obrázku jsou pak vyobrazeny parní frakce při optimální hodnotě průtoku ($331,4 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$). Zde lze pozorovat, že oblast vyplněná párou se čím dál více přibližuje vstupu do kanálu oběžného kola.



Obr. 6.11 Oblasti parních frakcí (kde objemový zlomek páry dosahuje 10 %) při průtoku $331,4 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ při vstupním tlaku: 300; 250; 200; 150 a 100 kPa

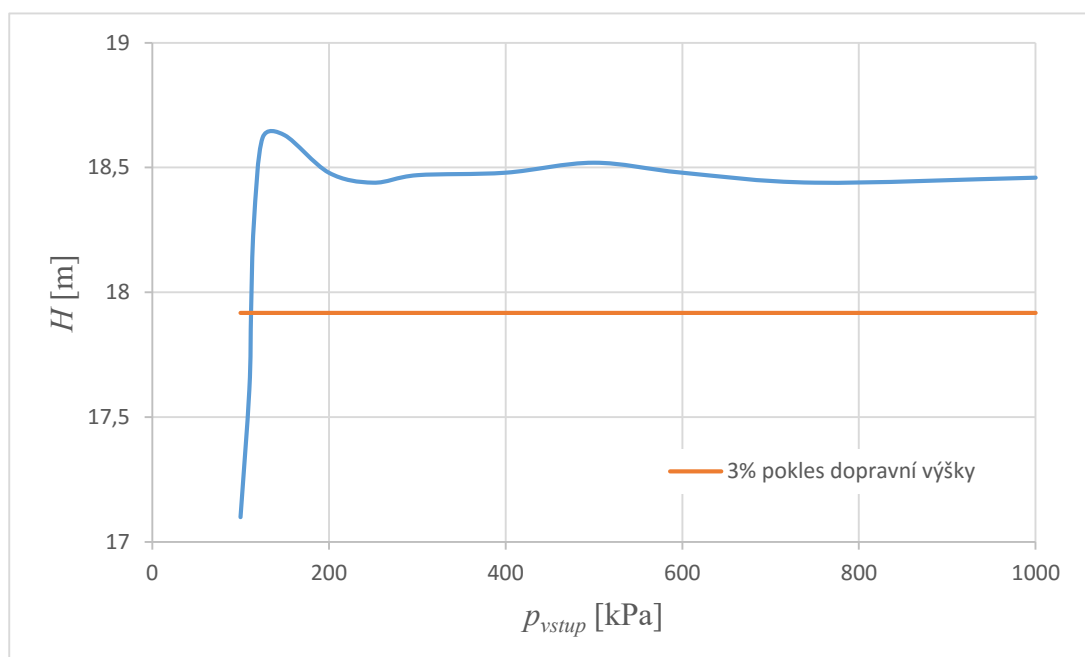
Kompletní výsledky parních frakcí pro všechny počítané vstupní tlaky jsou uvedeny v přílohách A až C. Jedná se o parní frakce s 10% objemovým zlomkem páry. V příloze D jsou pak vyobrazeny parní frakce s 90% objemovým zlomkem páry v okolí hodnoty $NPSH_3$.

6.5 Vyhodnocení hodnoty $NPSH_3$

Ustálené hodnoty dopravní výšky H , příkonu P a účinnosti η byly z CFX-Solveru exportovány do excelu. Z těchto hodnot se poté vypočetla střední hodnota a zapsala do tabulky. Výsledkem byl graf tzv. strhávací křivky, z níž se určil 3% pokles dopravní výšky.

Tabulka 6.4 Ustálené hodnoty dopravní výšky pro objemový průtok $310 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

| $Q = 310 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ | | | | |
|---------------------------------------|-------|-------|--------|----------|
| p_{vstup} | H | P | η | $NPSH$ |
| [kPa] | [m] | [kW] | [%] | [m] |
| 1000 | 18,46 | 69,99 | 79,92 | |
| 750 | 18,44 | 69,98 | 79,89 | $NPSH_i$ |
| 600 | 18,48 | 70,03 | 79,99 | |
| 500 | 18,52 | 70,09 | 80,13 | |
| 400 | 18,48 | 70,13 | 79,91 | |
| 300 | 18,47 | 70,18 | 79,79 | |
| 250 | 18,44 | 70,23 | 79,62 | |
| 200 | 18,48 | 70,34 | 79,67 | |
| 150 | 18,63 | 71,13 | 79,42 | |
| 125 | 18,62 | 72,05 | 78,35 | |
| 115 | 18,27 | 73,05 | 75,72 | |
| 112 | 17,9 | 72,84 | 75,21 | $NPSH_3$ |
| 110 | 17,61 | 72,57 | 73,72 | |
| 100 | 17,1 | 71,48 | 72,61 | |

Obr. 6.12 Graf strhávací křivky čerpadla pro objemový průtok $310 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ **Příklad výpočtu pro tabulku č. 6.4:**

Z ustálených hodnot dopravní výšky H se určila průměrná hodnota dopravní výšky PH . Pokles dopravní výšky o 3 % se stanovil tak, že ve vzdálenosti 3 % ($0,03 \cdot PH$) se vede rovnoběžka s charakteristikou H a tuto protne. Průsečík určuje hodnotu vstupního tlaku, pomocí něhož se z rovnice (6.21) vypočetla hodnota $NPSH_3$.

$$PH = \frac{18,46 + 18,44 + 18,48 + 18,52 + 18,48 + 18,47 + 18,44 + 18,48}{8} = 18,47 \text{ [m]} \quad (6.18)$$

$$3\% \text{ pokles} = PH \cdot 0,03 = 18,47 \cdot 0,03 = 0,55 \text{ [m]} \quad (6.19)$$

V grafu na Obr. 12 se konstantní hodnota dopravní výšky H_{konst} (červená přímka) vypočetla podle:

$$H_{konst} = PH - 3\% \text{ pokles} = 18,47 - 0,55 = 17,92 \text{ [m]} \quad (6.20)$$

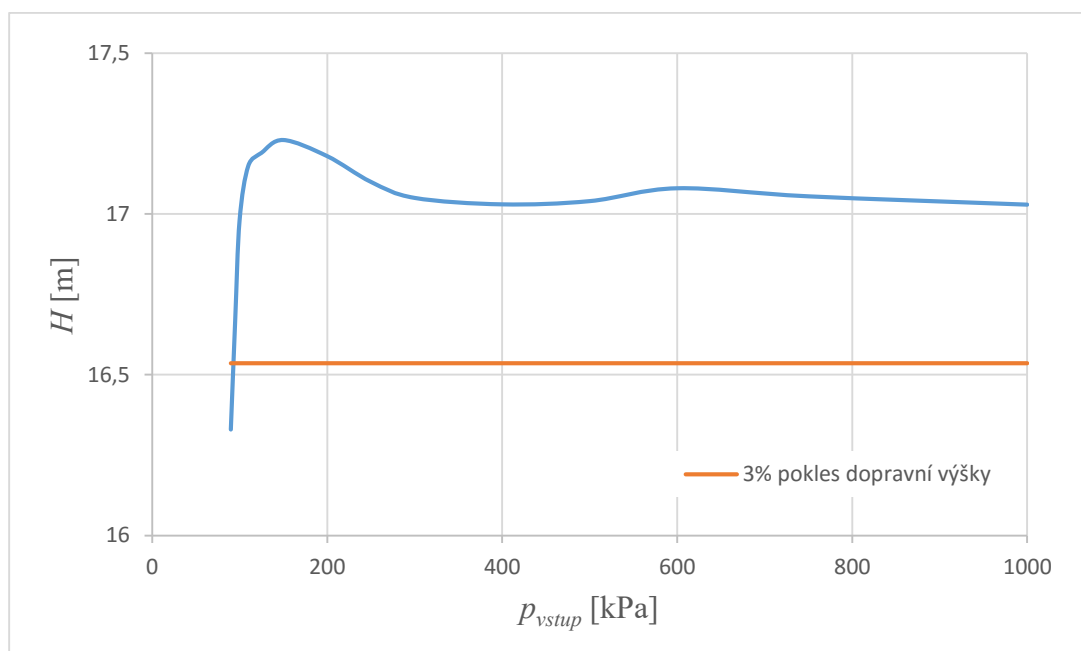
$$NPSH_3 = \frac{p}{\rho \cdot g} = \frac{112000}{997 \cdot 9,81} = 11,25 \text{ [m]} \quad (6.21)$$

Pro větší bezpečnost se určená hodnota navýší o cca 15 %:

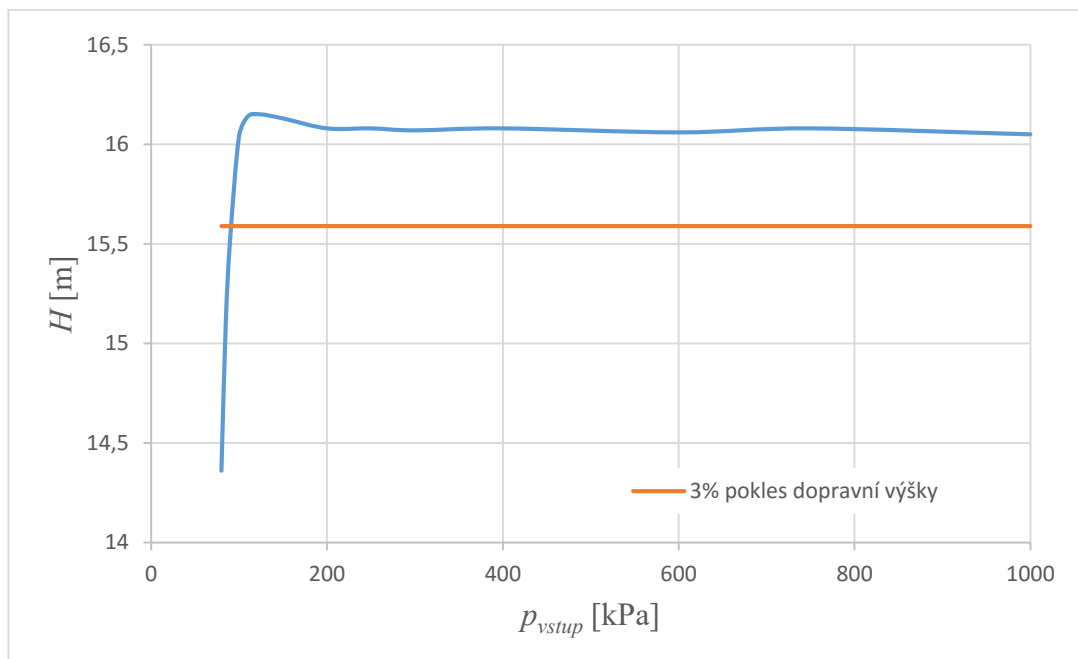
$$NPSH_R = 1,15 \cdot NPSH_3 = 1,15 \cdot 11,25 = 12,94 \text{ [m]} \quad (6.22)$$

Tabulka 6.5 Ustálené hodnoty dopravní výšky pro objemový průtok $331,4 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

| $Q = 331,4 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ | | | | |
|---|-------|-------|--------|----------|
| p_{vstup} | H | P | η | $NPSH$ |
| [kPa] | [m] | [kW] | [%] | [m] |
| 1000 | 17,03 | 67,98 | 81,1 | |
| 750 | 17,05 | 68 | 81,19 | $NPSH_i$ |
| 600 | 17,08 | 68,01 | 81,54 | |
| 500 | 17,04 | 68,02 | 81,12 | |
| 400 | 17,03 | 68,05 | 81,56 | |
| 300 | 17,05 | 68,08 | 81,1 | |
| 250 | 17,1 | 68,12 | 81,28 | |
| 200 | 17,18 | 68,2 | 81,57 | |
| 150 | 17,23 | 68,61 | 81,31 | |
| 125 | 17,19 | 69,3 | 80,32 | |
| 110 | 17,15 | 70,44 | 78,82 | |
| 100 | 16,98 | 70,65 | 77,69 | |
| 95 | 16,67 | 70,03 | 77,07 | |
| 90 | 16,33 | 69,24 | 76,33 | $NPSH_3$ |

Obr. 6.13 Graf strhávací křivky čerpadla pro objemový průtok 331,4 l·s⁻¹Tabulka 6.6 Ustálené hodnoty dopravní výšky pro objemový průtok 346,1 l·s⁻¹

| $Q = 346,1 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ | | | | |
|---|-------|-------|--------|----------|
| p_{vstup} | H | P | η | $NPSH$ |
| [kPa] | [m] | [kW] | [%] | [m] |
| 1000 | 16,05 | 66,25 | 82,01 | |
| 750 | 16,08 | 66,25 | 82,17 | |
| 600 | 16,06 | 66,26 | 82,04 | $NPSH_i$ |
| 400 | 16,08 | 66,28 | 82,09 | |
| 300 | 16,07 | 66,29 | 82,07 | |
| 250 | 16,08 | 66,31 | 81,9 | |
| 200 | 16,08 | 66,36 | 82,01 | |
| 150 | 16,13 | 66,54 | 82,05 | |
| 125 | 16,15 | 67,08 | 81,48 | |
| 110 | 16,14 | 68,28 | 80,18 | |
| 100 | 16,04 | 68,83 | 78,85 | |
| 90 | 15,53 | 67,51 | 77,88 | $NPSH_3$ |
| 85 | 15,11 | 66,66 | 76,74 | |
| 80 | 14,36 | 65,08 | 74,7 | |

Obr. 6.14 Graf strhávací křivky čerpadla pro objemový průtok 346,1 l·s⁻¹

V grafech na Obr. 6.12; 6.13 a 6.14 lze pozorovat, že dopravní výška H před jejím samotným 3% procentním poklesem mírně naroste. Obdobný případ je popsán v podkapitole 2.5 na Obr. 2.9 Tento nárůst v oblasti vstupního tlaku $p_{vstup} = 100 - 200$ kPa těsně před $NPSH_3$ bývá celkem běžný a bude pravděpodobně souviset se změnou rozložení proudu kapaliny v důsledku vznikající parní kaverny (dutiny). To znamená, že v důsledku přítomnosti kavitační oblasti dochází ke změně proudění. Tvar strhávacích křivek závisí rovněž i na průtoku a tím pádem se většinou liší v závislosti na tom, zda se nacházíme v režimu kolem optima, nebo pod, či nad optimem

V následující tabulce se hodnoty $NPSH_3$ získané numerickým výpočtem pro jednotlivé průtoky porovnaly s hodnotami naměřenými (viz. Tabulka 5.1) a vypočtenými. Pro optimální průtok (310 l·s⁻¹) nebyla hodnota $NPSH_3$ změřena, její přibližná velikost byla odečtena z grafu na Obr. 5.1.

Tabulka 6.7 Porovnání hodnot $NPSH_3$ pro jednotlivé průtoky

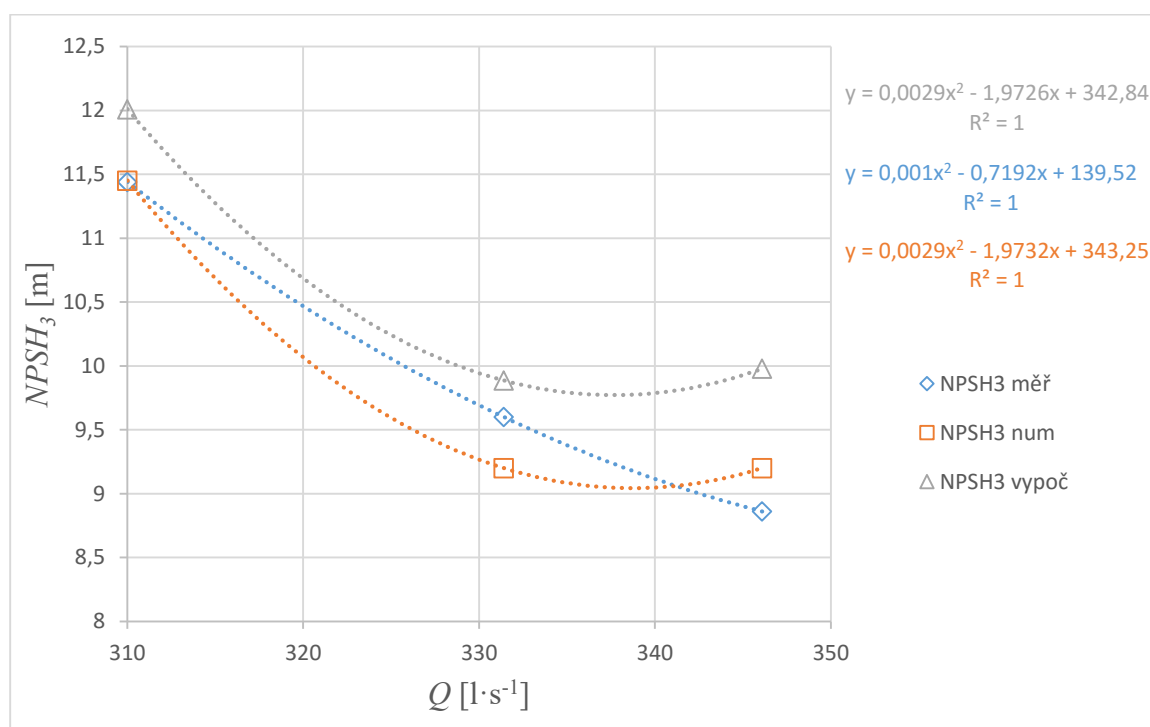
| Q | $NPSH_3$ měřené | $NPSH_3$ num | $NPSH_3$ vypoč |
|----------------------|-----------------|--------------|----------------|
| [l·s ⁻¹] | [m] | [m] | [m] |
| 310 | 11,44 | 11,45 | 12,01 |
| 331,4 | 9,6 | 9,2 | 9,89 |
| 346,1 | 8,86 | 9,2 | 9,98 |

V tabulce 6.7 je hodnota $NPSH_{3vypoč}$, která se vypočetla z rovnice 2.6, uvedené v podkapitole 2.2. Příklad výpočtu pro první řádek:

$$NPSH_{3vypoč} = \frac{p_{vstup} - p_w}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2 \cdot g} = \frac{112000 - 3169,93}{997 \cdot 9,81} + \frac{4,16^2}{2 \cdot 9,81} = 12,01 \text{ [m]} \quad (6.23)$$

Rychlost na vstupu se určí z hodnoty objemového průtoku a vnitřního průměru sacího potrubí (viz. Tabulka 6.1):

$$c_s = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,31}{\pi \cdot 0,308^2} = 4,16 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.24)$$



Obr. 6.15 Porovnání hodnot $NPSH_3$ v závislosti na průtoku

Z průběhu hodnot $NPSH_3$ (Obr. 6.15) je patrné, že nejpresněji vycházejí hodnoty pod optimem, tedy pro objemový průtok $310 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Zde se hodnoty $NPSH_{3měř}$ a $NPSH_{3num}$ překrývají a liší se řádově v jedné setině metru. Je to dáno tím, že pro tento průtok se provedlo zpřesnění numerického výpočtu v oblasti $NPSH_3$, tedy v rozmezí vstupního tlaku $p_{vstup} = 110$ až 125 kPa (viz. Tabulka 6.4). Pro ostatní dva průtoky se zpřesnění výpočtu neprovedlo, ale i tak lze říci, že jejich hodnota $NPSH_{3num}$ vychází vůči hodnotě $NPSH_{3měř}$ relativně přesně. Rozdíl těchto nezpřesněných $NPSH_3$ hodnot je maximálně čtyři desetiny metru.

7. Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval problematikou sací schopnosti u dvou typů modelových diagonálních čerpadel s axiálním rozváděčem s označením DORD – AA550 – B13 – B a DORD – AA700 – B8.8 - B. Veškeré hodnoty a data, která byla definována a analyzována, mi byla poskytnuta od firmy SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o.

První část této diplomové práce byla zaměřena na teoretický rozbor kavitačního děje v čerpadle. Zde bylo uvedeno, při jakých podmínkách kavitace v čerpadle vzniká, ale také i dopady kavitace na samotné čerpadlo. Část teoretické práce se rovněž zabývala dynamikou parních bublin a průběhem jejich imploze v těsné blízkosti materiálu. V další fázi bylo popsáno určení čisté pozitivní sací výšky $NPSH$. V této kapitole se rovněž uvedly i významná kavitační kritéria. Další kapitola se poté věnovala hydrodynamické podobnosti a podobnostním (afinním) zákonům. Tyto zákony se poté použily pro vyhodnocování naměřených dat při různých otáčkách.

V teoretické části byl také uveden i technický popis dvou zadaných modelových čerpadel. Zde se popsal jejich princip činnosti, konstrukce, základní parametry a oblast použití.

Praktická část diplomové práce byla rozdělena na dvě části.

První část se věnovala vyhodnocení naměřených dat obou typů modelových čerpadel. Čerpadla byla změřena v závislosti na změně otáček rotoru. Hodnoty dopravní výšky H a 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3$ byly naměřeny pro různé hodnoty objemového průtoku Q , při natočení lopatek oběžného kola $\nu = 6^\circ$. Naměřená data se přepočítala pomocí podobnostních (afinních) vztahů. Původní naměřená a přepočítaná data se poté zakreslila do společného grafu. Z těchto grafů, jež se vyobrazily na Obr. 5.1; 5.4; 5.6 a 5.9 lze sledovat, že afinní vztahy použité pro přepočet parametrů na základě hydrodynamické podobnosti byly přesnější pro průběh dopravní výšky H v závislosti na průtoku Q , než průběh $NPSH_3$ v závislosti na průtoku Q . Pro lepší přehlednost rozdílu mezi přepočtenými a naměřenými hodnotami se provedl výpočet procentuální chyby. Tyto chyby se vynesly v závislosti na poměrném průtoku Q_{rel} do grafů na Obr. 5.2; 5.3; 5.5; 5.7; 5.8 a 5.10. Z těchto vyobrazených průběhů se usoudilo, že se snižujícími se otáčkami procentuální chyba narůstá. Mezi jednotlivými chybami však nelze pozorovat určitou závislost. Pro přesnější posouzení těchto chyb bylo nutné mít k dispozici více naměřených dat.

Druhá část se poté věnovala numerickému modelování proudění v čerpadle v programu ANSYS CFX, s cílem stanovit hodnotu $NPSH$ matematicky. Tento výpočet byl realizován

pouze u modelové čerpadla s označením DORD – AA550 – B13 – B. Numerický výpočet se provedl pro tři konstantní hodnoty objemového průtoku 310; 331,4 a 346,1 l·s⁻¹, při postupném snižování vstupního tlaku. Výsledkem tohoto výpočtu byla tzv. strhávací křivka, z níž se určil 3% pokles dopravní výšky $NPSH_3$. Hodnoty $NPSH_3$, které se získaly numerickým výpočtem, se poté porovnály s hodnotami naměřenými a vypočtenými podle rovnice 2.6, uvedené v podkapitole 2.2. Shoda hodnot naměřených $NPSH_{3měř}$ a hodnot získaných numerickým výpočtem $NPSH_{3num}$ byla velmi dobrá. Zejména pak u objemového průtoku 310 l·s⁻¹, u nějž se provedlo zpřesnění numerického výpočtu a dané hodnoty $HPSH_3$ se od sebe lišily řádově v jedné setině metru.

Dobrá shoda mezi těmito daty poukázala na to, že se klasické prostředky CFD analýzy (ANSYS CFX nebo ANSYS FLUENT) stále více využívají jako mocný nástroj pro přesné přiblížení výsledků numerické simulace vůči reálnému měření.

8. Seznam použité literatury

- [1] GRITS, E. *Cavitation and the Centrifugal Pump. A Guide for Pump Users*. Philadelphia, PA 1999. 324 s. ISBN 1-56032-591-7.
- [2] GRUNDFOS INDUSTRIAL. *Pump handbook* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné na: http://net.grundfos.com/doc/webnet/mining/_downloads/pump-handbook.pdf.
- [3] KROUZA, V. *Čerpadla odstředivá a jim příbuzná*. 1. Vydání. Praha 1956. 363 s.
- [4] GÜLICH, J. F. *Centrifugal pumps, Second Edition*. Berlin, Springer, c2010, 964 s. ISBN 978-3-642-12823-3.
- [5] NOSKIEVIČ, J. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha 1990, 332 s. ISBN 80-03-00206-0.
- [6] ČSN EN ISO 9906 (11 0033): *Hydrodynamická čerpadla – Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů – Stupně přesnosti 1, 2 a 3*. Praha 2013, 64 s.
- [7] MELICHAR, J., BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje. Konstrukce a provoz*. ČVUT Praha 2002, 378 s. ISBN 80-01-02657-4.
- [8] NOSKIEVIČ, J. *Kavitace*, Praha 1969, 280 s.
- [9] PORWAL CH., G. *High Specific Speed in Circulating Water Pump Can Cause Cavitation, Noise and Vibration*. [online]. c 2015. [cit. 2016-4-11]. Dostupné na: https://www.researchgate.net/publication/288555226_High_Specific_Speed_in_Circulating_Water_Pump_Can_Cause_Cavitation_Noise_and_Vibration.
- [10] BRENNEN, Ch. E. *Hydrodynamics of pump*, 1994. Dostupné na: <http://authors.library.caltech.edu/25019/1/chap7.htm>
<http://authors.library.caltech.edu/25019/1/chap6.htm>.
- [11] BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. Praha 1992, 752 s. ISBN 80-03-00665-1
- [12] BLEJCHAŘ, T. *Návody do cvičení "Modelování proudění"*, VŠB – TU Ostrava 2009, 133 s. ISBN 978-80-248-2050-7.
- [13] *CFD Online* [online]. c 2013. [cit. 2016-3-17]. Dostupné na: <http://www.cfd-online.com/Forums/main/75554-use-k-epsilon-k-omega-models.html>.

- [14] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. VŠB – TU Ostrava 2008, 153 s. Dostupné na: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>.
- [15] MOSTAFA, N., H., BORAIEY, M., A. *Numerical and Experimental Investigation of Cavitation in Axial Pumps*. Egypt 2007. [cit. 2016-4-17]. Dostupné na: https://www.researchgate.net/publication/228843922_NUMERICAL_AND_EXPERIMENTAL_INVESTIGATION_OF_CAVITATION_IN_AXIAL_PUMPS.
- [16] SIGMA GROUP a.s. *Vertikální regulační vrtulová čerpadla*. Prospekt AQDV. 12 s.
- [17] RODI, W., FUEYO, N. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments*. Spain 2002. 1009 s. ISBN 0-08-044114-9.

9. Seznam příloh

A. Oblasti parních frakcí při konstantním průtoku $310 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro vstupní tlaky 1000; 750; 600; 500; 400; 300; 250; 200; 150; 125; 115; 112; 110; 100 kPa. Objemový zlomek páry zde dosahuje 10 %.

B. Oblasti parních frakcí při konstantním průtoku $331,4 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro vstupní tlaky 1000; 750; 600; 500; 400; 300; 250; 200; 150; 125; 110; 100; 95; 90 kPa. Objemový zlomek páry zde dosahuje 10 %.

C. Oblasti parních frakcí při konstantním průtoku $346,1 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro vstupní tlaky 1000; 750; 600; 400; 300; 250; 200; 150; 125; 110; 100; 90; 85; 80 kPa. Objemový zlomek páry zde dosahuje 10 %.

D. Oblasti parních frakcí v okolí hodnoty $NPSH_3$ pro průtoky 310; 331,4 a $346,1 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Objemový zlomek páry zde dosahuje 90 %.

